

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING**

## HYDRODYNAMICKÁ LOŽISKA VZNĚTOVÉHO TRAKTOROVÉHO MOTORU

PLAIN BEARINGS FOR CI TRACTOR ENGINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

Bc. DAVID PETR

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá hydrodynamickými kluznými ložisky traktorového vznětového motoru. V první části práce se blíže seznámíme s hydrodynamickým ložiskem, jeho principem a použitými materiály. Dále se práce věnuje multibody systému adams-engine. Hlavní částí práce je vymodelování klikového mechanismu a jeho uložení v hydrodynamických ložiscích v MBS programu a následná simulace za různých provozních podmínek.

## **Klíčová slova**

Kluzné ložisko, klikový mechanismus, multibody systém, mazání, provozní podmínky, excentricita, otáčky

## **Annotation**

This thesis deals with the hydrodynamic plain bearings tractor diesel engine. The first part is closer acquainted with the hydrodynamic bearing, its principles and materials used. The next part work deals with the multibody system adams-engine. The main part of this work is to model the crank mechanism and its storage in hydrodynamic bearings in the MBS program and the subsequent simulation under different operating conditions.

## **Key words**

Plain bearings, crank mechanism, the multibody system, lubrication, operating conditions, eccentricity, rpm

## **Bibliografická citace**

PETR, D. Hydrodynamická ložiska traktorového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a z uvedené literatury pod vedením vedoucího práce pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D.

V Brně dne 28.5.2010

.....  
David Petr

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za jeho vedení a rady, které mi poskytoval během tvorby diplomové práce. Dále děkuji celé mé rodině za podporu během studia.

## Obsah

<b>ÚVOD .....</b>	<b>7</b>
<b>1 Hydrodynamická kluzná ložiska na klikové hřídeli .....</b>	<b>8</b>
1 Základní princip funkce hydrodynamického kluzného ložiska .....	8
1.2 Konstrukce hydrodynamického ložiska .....	10
1.3 Základní typy hydrodynamických ložisek .....	11
1.4 Požadavky kladené na hydrodynamická kluzná ložiska .....	12
1.5 Nejčastější poruchy hydrodynamického kluzného ložiska .....	13
1.6 Materiály hydrodynamických kluzných ložisek .....	15
1.6.1 Přehled materiálů používaných na hydrodynamická kluzná ložiska .....	15
1.6.2 Moderní trendy ve vývoji materiálů kluzných ložisek .....	16
1.6.3 Speciální druhy materiálu pro kluzná ložiska spalovacího motoru .....	17
1.7 Mazací prostředky hydrodynamických kluzných ložisek .....	26
1.8 Hřídele pro kluzná ložiska .....	27
<b>2 Hydrodynamická teorie a výpočty kluzných ložisek .....</b>	<b>27</b>
2.1 Hydrodynamické výpočty radiálních kluzných ložisek .....	27
2.1.1 Vznik hydrodynamického tlaku .....	28
<b>3 Multibody systém ADAMS-Engine .....</b>	<b>35</b>
3.1 Hydrodynamická ložiska v MBS ADAMS-Engine .....	35
3.1.1 3D hydrodynamické ložisko-model .....	37
3.2 Sestavení klikového mechanismu v MBS ADAMS-Engine .....	39
3.2.1 Rozměry pro sestavení klikového mechanismu .....	39
3.2.2 Kliková hřídel v MBS ADAMS-Engine .....	41
3.3 Pořadí zapálení válců .....	43
3.4 Zatížení klikového mechanismu .....	43
<b>4 Chování hydrodynamických ložisek při různých pracovních podmínkách .....</b>	<b>43</b>
4.1 Porovnání dvou typů klikových hřídelí na výšku mazací mezery při různých otáčkách .....	44
4.1.1 Hlavní hydrodynamická ložiska .....	44
4.1.2 Ojniční hydrodynamická ložiska .....	47
4.2 Vliv viskozity oleje na minimální výšku mazací mezery .....	49
4.2.1 Viskozita olejů .....	49
4.2.3 Vliv různých viskozit na minimální výšku mazací mezery $h_{\min}$ .....	52
4.3 Zatížení a relativní excentricita hlavních hydrodynamických ložisek v polárních diagramech .....	57
4.4 Zatížení a relativní excentricita ojničních hydrodynamických ložisek v polárních diagramech .....	59

---

4.4 Porovnání vlivu viskozit olejů na relativní excentricitu ložiska.....	61
4.4.1 Relativní excentricita hlavních hydrodynamických ložisek v polárních diagramech .....	61
4.5 Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost na hlavních a ojničních ložiskách klikového hřídele .....	63
4.6 Velikost zatížení působící na hlavní a ojniční ložiska.....	66
<b>Závěr .....</b>	<b>70</b>
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>71</b>
<b>Seznam použitých symbolů a zkratk.....</b>	<b>73</b>

## ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá chováním hydrodynamických ložisek traktorového motoru za různých pracovních podmínek. Nejdříve k historii kluzných ložisek a motorů.

První motor na bázi vnitřního spalování vynalezl v roce 1860 Jean Joseph Lenoir. Od té doby prošly spalovací motory velký kus cesty a za pomoci lidské vynalézavosti a požadavků je máme na dnešní moderní úrovni. Na motory jsou kladeny stále větší požadavky, na splnění emisních limitů, spotřeby a k tomu co největšího výkonu.

Kluzná ložiska se po staletí vyvíjela empirickými metodami, než se přišlo na povahu fyzikálních jevů, které tvoří hydrodynamický mazací film. Vytváření tlaku v olejovém filmu bylo pozorováno Beauchamp Towerem již v r. 1883. O tři roky později vysvětlil Osborne Reynolds vytváření tlaku působením viskózních sil v konvergentní mezeře. To vedlo ke konstrukci přírodních a odpadních drážek v ložisku. Použití Reynoldsovy teorie vedlo k revolučnímu vývoji axiálních ložisek. Pokroky v konstrukci radiálních ložisek však byly založeny spíše na provozních zkušenostech, které byly doplněny testy na zkušebním zařízení. Reynoldsova rovnice pro změny tlaku v olejovém filmu má jednoduchý fyzikální základ a platí přesně, pokud existuje stabilní laminární proudění.

Na hydrodynamická ložiska jsou kladeny velké nároky. Ložiska jsou používány k uložení klikového hřídele motoru a případně i ojnicního čepu. Mělo by vydržet prakticky po celou dobu životnosti motoru. Musí vydržet velké otáčky i velké zatížení a nesmí změnit provozní vlastnosti. Jelikož jsou na něj kladeny tyto nároky, musely se vyvinout speciální materiály, které mají vysokou odolnost proti měrnému tlaku, malý koeficient tření a velmi malé opotřebení. Dále je nutné porozumět všem procesům, které vznikají při hydrodynamickém kontaktu dvou těles. Všechny tyto požadavky musíme vzít v úvahu při simulaci a modelování hydrodynamického ložiska.

S vývojem výpočetní techniky se ruku v ruce nesl i vývoj v oblasti matematických simulací a složitých výpočtů a simulačního softwaru. Díky tomu můžeme dnes simulovat chování ložiska za různých pracovních podmínek. K tomu nám pomáhají různé simulační programy takzvaný multibody systém MBS. V této diplomové práci byl použit program ADAMS-Engine. Vygeneroval jsem virtuální klikový mechanismus a provedl jsem analýzu kluzného ložiska za různých pracovních podmínek motoru. Jedná se o traktorový motor o objemu 4.15 litru. Jsou zde ukázány vlivy působících sil na trajektorii čepu kluzného ložiska, přístup výpočtů jednotlivých matematických modelů atd. Je zde uvedena Reynoldsova diferenciální rovnice hydrodynamického kapalinového tření. Aby byla problematika hydrodynamických kluzných ložisek řádně vysvětlena, provedl jsem i přehled použitých materiálů na výrobu ložiskových pánví, jejich konstrukční řešení, nejčastější závady a technologii výroby.

## 1 Hydrodynamická kluzná ložiska na klikové hřídeli

Kluzná ložiska mají podobně jako valivá za úkol navzájem podpírat pohyblivé díly nebo je vést. Přitom musí zachycovat vznikající síly a přenášet je. Zatímco u valivých ložisek jsou prvky uložení navzájem odděleny rotujícími díly (valivými tělesy), u kluzných ložisek se pohyblivý díl pohybuje po kluzné ploše pevně stojícího ložiskového pouzdra, ložiskové pánvi nebo po kluzném pásu – většinou po hřídeli, po čepu nebo po liště. Hlavním úkolem kluzných ložisek na klikové hřídeli je zabezpečit rotační pohyb hřídele, přenášet axiální síly a radiální síly a současně odvádět teplo z ložiska. Mechanické nároky na kluzná ložiska jsou značné, proto je potřeba vyrábět je z kvalitních materiálů. [5]

Výhody kluzných ložisek:

- jednoduchost a nižší cena zejména u velkých průměrů
- snadná montáž s přesným uložením hřídele
- možnost oprav poškozených ložisek (oprava nebo výměna pánví a čepů)
- schopnost tlumit rázy a vibrace, bezhlučný chod
- možnost použití ložiska v extrémních teplotách (podle maziva)

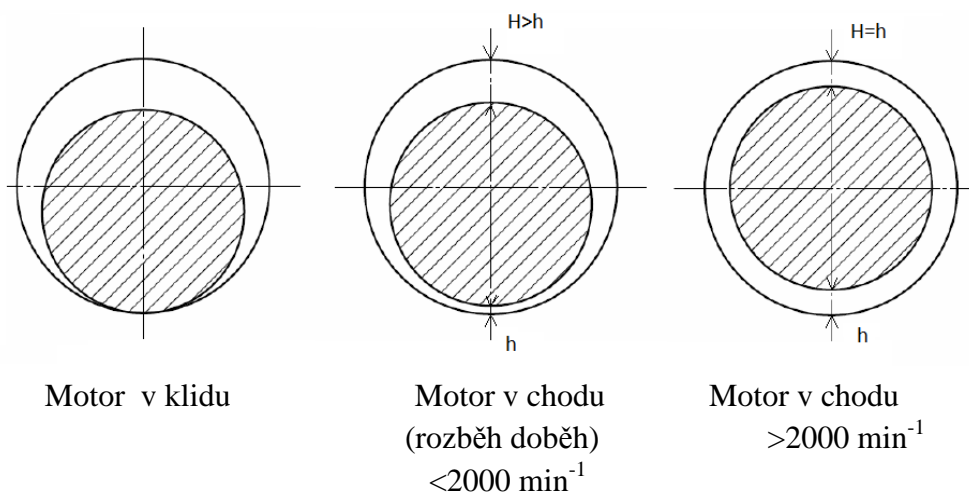
Nevýhody kluzných ložisek:

- větší ztráty třením
- menší únosnost zejména při rozběhu a doběhu a při nízkých otáčkách
- nároky na dostatečné a kvalitní mazání
- jsou náchylnější k zadření a na nečistoty v oleji
- většinou vyžadují záběh

## 1 Základní princip funkce hydrodynamického kluzného ložiska

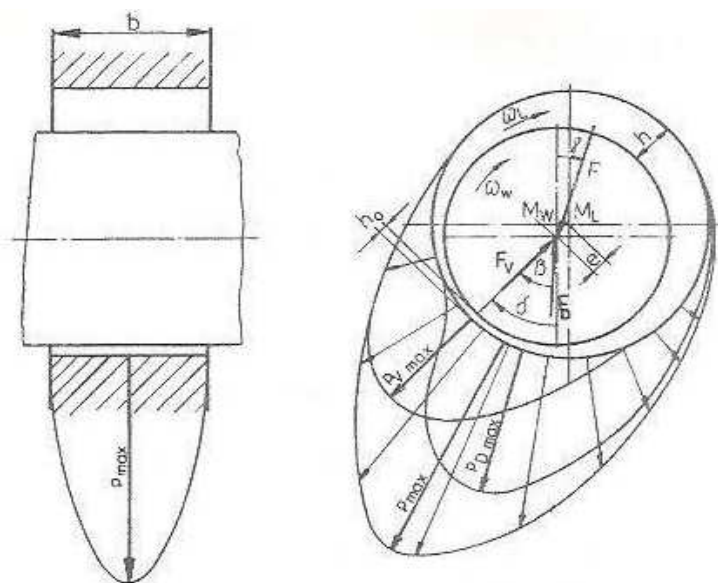
Hydrodynamické ložisko je řešeno tak, že za chodu motoru mezi čepem a stěnou ložiska se vytváří olejový film a čep ložiska není v kontaktu se stěnou ložiska. V kontaktu se stěnou ložiska je jen při stání motoru, při rozběhu motoru a při dobíhání motoru.





**Obr. 1** Poloha hydrodynamického kluzného ložiska klikového hřídele

Mazací olejový film se vytváří v důsledku rotace zatíženého hřídelového čepu, protože mazivo má určitou přilnavost ke klzným plochám čepu i ložiska. Mazivo je rotujícím čepem unášeno a proudí v mazací vrstvě ve směru rotace čepu, pokud není hřídelový čep zatížen je ložisková vůle po celém obvodu stejná. Jestliže čep zatížíme určitou silou, posune se ve směru působení této síly a v důsledku otáčení čepu i mírně do strany. Mazivo, které ulpívá na povrchu čepu je jím unášeno do zužující se mazací vrstvy, ve které se vytváří hydrodynamický tlak, působící proti zatěžující síle. Zatížený rotující hřídelový čep se ustaví v určité výstředné poloze, ve které jsou zatěžující síla a tlaková síla v rovnováze. Hydrodynamická síla, která vzniká v mazací vrstvě je tím větší, čím větší je klzná rychlost. Hřídelové čepy menšího průměru se musí otáčet rychleji než velké. [6]

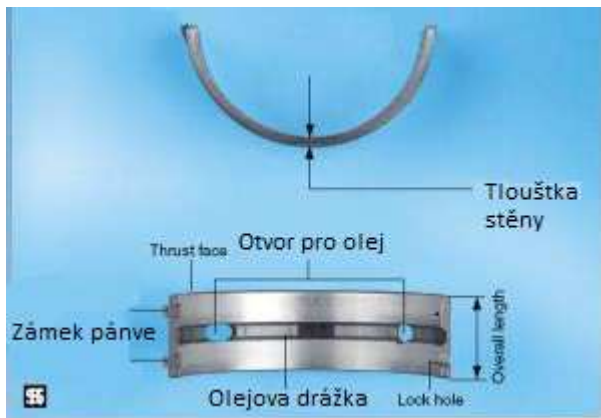


**Obr. 2** Vznik hydrodynamického tlaku v dynamicky zatíženém ložisku. [1]

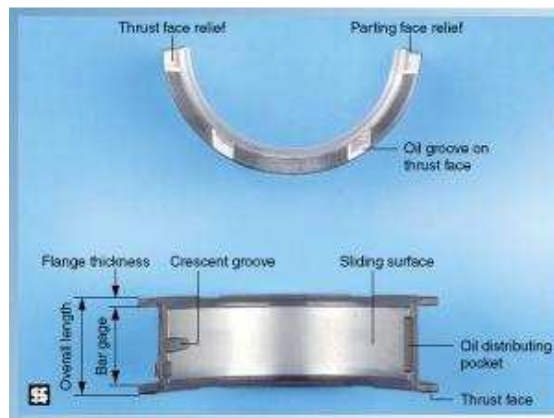
## 1.2 Konstrukce hydrodynamického ložiska

ložiska jsou - jednoduchá (Obr. 3)

- přírubová (Obr. 4)



Obr. 3 Jednoduché kluzné ložisko [7]



Obr. 4 Přírubové kluzné ložisko [7]

**Jednoduchá kluzná ložiska** se používají jak pro ojnicní ložiska, tak pro hlavní ložiska. Většinou jsou konstruována jako kompozitní kluzná ložiska se silnými stěnami. Ložiska vyrobená ze dvou materiálů mají ocelovou zadní stěnu, na kterou je připlátován kov ložiska, většinou hliník s aditivou cínu a mědi. U ložisek vyráběných ze tří materiálů, je materiálem ložiska měď s aditivou olova a litého cínu na ocelovou desku, nebo je aplikován metodou sinterování. Niklová přehrada (difúzní těsnění) odděluje kov ložiska a galvanickou kluznou vrstvu.

**Přírubová kluzná ložiska** vedou klikový hřídel v systému ložisek klikové skříně axiálně. Podle konstrukce motoru jsou instalována jedno nebo dvě přírubová kluzná ložiska [7]

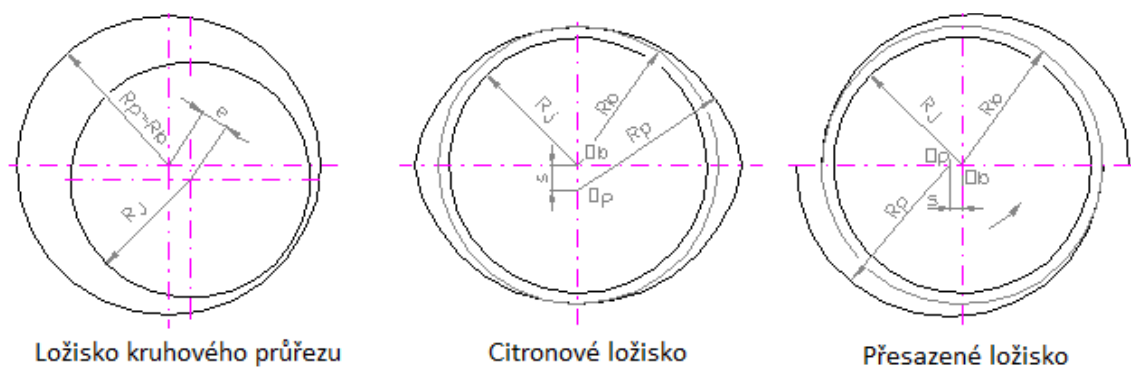
Hydrodynamická ložiska bývají většinou konstruované jako sdružená až na pár výjimek. Princip konstrukce sdruženého ložiska se třemi vrstvami materiálu ukazuje (Obr. 5). Základním nosným prvkem je ocelový nosič. U spalovacích motorů většinou používají tenkostěnných pánví o tloušťce 1.5 - 2 mm jejich poměr tloušťky a průměru pánve je menší než 0.2 - 0.3. U vznětových motorů se používají tlustostěnné pánve. Ty mají tento poměr vyšší. Požadavky na ložiskové pánve se liší podle zatížení a výkonu motoru. [4]



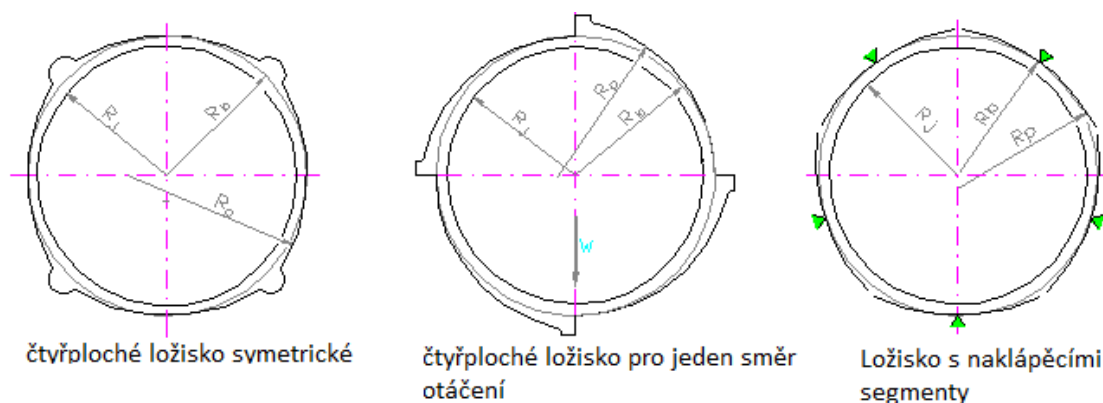
**Obr. 5** Konstrukce sdruženého kluzného ložiska [4]

### 1.3 Základní typy hydrodynamických ložisek

S rostoucí rychloběžností strojů bylo nutno přecházet od obecně používaných ložisek kruhového průřezu ke složitějším tvarům, tzv. víceplochým ložiskům (**obr. 6 a 7**), jejichž kluzná plocha se skládá ze dvou nebo více kluzných ploch. Tyto plochy mohou být nepohyblivé, pak hovoříme o fixní geometrii, nebo jsou v případě ložisek s naklápěcími segmenty pohyblivé. Lepší vlastnosti ložisek jsou vykoupeny jejich složitější výrobou a z toho vyplývající výrazně vyšší cenou. [8]



**Obr. 6** Nejneužívanější typy radiálních ložisek [8]



**Obr. 7** Radiální ložiska pro rotory s vysokou rychloběžností [8]

Kde (**Obr 6 a 7**)

- $c_b = R_b - R_j$  ... montážní vůle,
- $c_p = R_p - R_j$  ... výrobní vůle,
- $R_b$  ... poloměr vepsané kružnice ložiska,
- $R_p$  ... poloměr křivosti kluzné plochy,
- $R_j$  ... poloměr čepu.

Základním atributem všech ložisek pro rychloběžné aplikace je předpětí, které vzniká posunutím středu křivosti kluzných ploch mimo střed ložiska (např. u citronového ložiska ve svislém směru, u přesazeného ložiska ve vodorovném směru). Tím v ložisku vzniká síla, která působí na čep směrem do středu ložiska i v případě, že se čep nachází ve středu ložiska. Na rozdíl od ložiska kruhového průřezu, které má nulové předpětí a v němž je tedy středová poloha čepu nestabilní, v ložiskách s předpětím mohou pracovat rotory i při svislé ose rotace, kdy nejsou ložiska zatížena statickou silou a střed čepu je proto ve středové poloze. Velikost předpětí je kvantitativně vyjádřena vztahem (1). [8]

$$\delta = 1 - \frac{c_b}{c_p} \quad (1)$$

## 1.4 Požadavky kladené na hydrodynamická kluzná ložiska

Na hydrodynamická ložiska jsou kladeny velké požadavky, které vyplývají z toho, že ložisko pracuje mnohdy za velmi nepříznivých pracovních podmínek. Pracuje za vysokých teplot, při velkém zatížení a velkých otáčkách. Třecí plocha ložiska je namáhána dynamickými tlakovými účinky. Proto musí být ložiska odolná proti únavovému namáhání. V důsledku toho že olej, který proudí v ložisku je postupem času zanášen nečistotami ze zplodin hoření, nespáleným palivem které snižuje viskozitu oleje, pevnými částicemi které vznikají kvůli tření některých částí motoru a karbonem, musí ložiska mít tyto vlastnosti. [11]

- Odolné proti korozi
- Pohlcovat tvrdé částice
- Dobře snášet rozběh a doběh motoru (čep ložiska je v kontaktu s výstelkou ložiska)
- Nízká součinitel tření
- dobrá třecí kompatibilita s čepem ložiska
- schopnost udržovat mazivo v třecí zóně
- Velká přesnost při lícování
- Velká tepelná odolnost
- Vysoká životnost
- Snadné odvádění třecí energie
- Příznivá cena

## 1.5 Nejčastější poruchy hydrodynamického kluzného ložiska

Většina zařízení používaných ve stavebnictví (bagry, rypadla, nakladače, traktory) a v zemědělství je vystavována náročným pracovním podmínkám, vyplývajícím z agresivního prostředí a rovněž z narůstajících nároků zákazníků v parametrech produktivity a efektivnosti. Vysokému dynamickému zatížení jsou vystavovány zvláště určité mechanické spoje, tvořené sestavami hřídel – kluzné ložisko (většinou pod oscilačním pohybem), a to při rázovém namáhání a v otěrovém a korozivním prostředí.

Navíc k těmto tradičně drsným pracovním podmínkám mohou dnes pro terénní zařízení vzrůstat nároky na prodloužení mazacích intervalů (a tím na snížení spotřeby maziva), zvláště při přísnějších požadavcích na ochranu životního prostředí a na snadnější údržbu. Následkem toho klasická konstrukce ložiska dosahuje svých hranic daných požadavky na životnost a mazání.

Náročné pracovní podmínky vedou k různým typům poruch, které ovšem mohou vznikat i souběžně. Projev konkrétního typu poruchy záleží na podstatě zatížení a na technologii ložiska. [11]

Typy nejčastějších opotřebení:

- Adhezivní opotřebení
- Opotřebení v důsledku mechanického namáhání
- Abrazivní opotřebení
- Porucha v důsledku rázového zatížení
- Koroze

### **Adhezivní opotřebení**

Adhezivní opotřebení a jeho extrémní následek ve formě zadření mezi hřídelí a ložiskem vede k zablokování mechanického spoje. K zadření dochází zavařením dvou třecích částí v důsledku uvolňování tepla v průběhu tření. Tento typ poruchy je způsoben zahřátím dotykových ploch v důsledku nahromadění třecí energie a sklonem dvou protilehlých materiálů k vytváření mikroskopických a makroskopických svarů.

### **Opotřebení v důsledku mechanického namáhání**

Tento typ poruchy je podporován opakovaným vysokým zatěžováním, přenášeným na ložisko. Tření (tečné namáhání směřující proti vzájemnému pohybu mezi hřídelí a ložiskem) a normální (kolmé) zatížení, přenášené na ložisko, vytvářejí hlavně tlakové namáhání na povrchu a v jeho blízkosti a dále podpovrchové stříhové namáhání. To může vést ke vzniku prasklin a případně k odlučování částí povrchu.

### **Abrazivní opotřebení**

Některé spoje na zemědělských nebo na stavebních zařízeních jsou vystaveny působení abrazivních částic, jako je písek, prach a tak dále. Abrazie vede k rychlému opotřebení ložiska a k pravděpodobnému opotřebení hřídele především v tom případě, pokud se tvrdé částičky usadí v měkkém povrchu ložiska.

### **Porucha v důsledku rázového zatížení**

U strojů pro stavebnictví a zemědělství jsou spoje často vystaveny rázovému namáhání, které může vést k poruše na základě vzniku a šíření trhlin v materiálu s omezenou houževnatostí. Jelikož rázy a přetížení mohou způsobovat plastické deformace, musí ložisková technika vykazovat vysokou houževnatost v jádře.

### **Koroze**

K mechanickým a tribologickým požadavkům může při degradaci parametrů ložisek v zemědělských a stavebních strojích navíc hrát aktivní roli i koroze (tribologická koroze, blokování, korozní částičky atd.). Nejobvyklejší korozní napadání je způsobováno vlhkostí a obsahem soli v okolním prostředí, a z uniklého paliva do mazacího média. Z toho důvodu by mělo ideální ložisko vykazovat vysokou odolnost vůči tomuto typu koroze. [11]

## 1.6 Materiály hydrodynamických kluzných ložisek

### 1.6.1 Přehled materiálů používaných na hydrodynamická kluzná ložiska

Jednou z možností jak ovlivnit vlastnosti hydrodynamického kluzného ložiska je správná volba materiálu. Materiál volíme z více hledisek, bereme v úvahu pracovní podmínky, v jakých bude dané ložisko pracovat, musíme také zohlednit materiál klikové hřídele a v neposlední řadě mazací medium. Je kladen velký důraz na použití vysoce kvalitních materiálů. Ty musí být schopny odolávat extrémním pracovním podmínkám, velkému zatížení a nečistému prostředí. Správný výběr materiálu není jednoduchý a je k tomu potřeba dobrý simulační software a zkušenosti. Pro kluzná ložiska spalovacích motorů se v současnosti používají nebo používali tyto materiály: [2]

- Bílá kompozice na bázi cínu – nemusí být kalený čep, maximální měrný tlak 12 MPA, vysoká trvanlivost, měkka, dobry zaběh.  
Složení: 80 Sn, 12 Sb, 6 Cu, 2 Pb  
Tvrdost: 27 HB při 20°C, 10 HB při 100°C.
- Bílá kompozice na bázi olova – nemusí být kalený čep, maximální tlak 16 Mpa, do obvodové rychlosti 4 m/s  
Složení: 73 Pb, 16 Sb, 10 Sn, 1 Cu.  
Tvrdost: 23 HB při 20°C, 9 HB při 100°C.
- Bronz na bázi olova – Malá odolnost proti opotřebení, dobré samomazné vlastnosti  
Složení: 74 Cu, 25Pb, 1Sn  
Tvrdost: 50 HB při 20°C, 47 HB při 100°C
- Bronz na bázi Pb-Sn: Dobré vlastnosti při suchém tření (olovo), dobry pro pouzdra pístních čepů.  
Složení: 80 Cu, 10 Pb, 10 Sn.  
Tvrdost: 75 HB při 20°C, 67 HB při 100°C
- Bronz na bázi cínu- Tvrdý materiál, pro menší zatížení, nízká obvodová rychlost.  
Složení 88 Cu, 10 Sn, 2 Zn.  
Tvrdost: 85 HB při 20°C
- Bronz na bázi PbSnZn – vhodny pro střední namáhání, pro nízké obvodové rychlosti  
Složení: 83 Cu, 6 Pb, 7Sn, 4Zn  
Tvrdost 75HB při 20°C 65Hb při 100°C

- Mosaz – Nevhodná pro vyšší teploty, někdy náhrada cínových bronzů  
složení: 68 Cu, 31 Zn, 1 Si
- AL-bronz – součinitel dálkové roztažnosti stejný jako u slitin Al  
Vhodný jako pouzdro do skříní z Al-slitin  
Složení: 88 Cu, - Al, 3 Mn.  
Tvrдость 110 HbB při 20°C.
- Al slitiny – pro malé obvodové rychlosti, menší zatížení  
Složení: 1 Cu, 85 Al, 12 Si, 1 Ni, 1 Mn.  
Tvrдость: 110 HB při 20°C 100 HB při 100°C
- Naválcovaná Al vrstva- Použitelné pro vysoké tlaky do 35 Mpa, dobré kluzné vlastnosti  
Složení: 1 Cu, 6 Sn, 90 Al, 3 Si.  
Tvrдость: 40 HB při 20°C 30 HB při 100°C
- Galvanické vrstvy- Vhodné pro moderní třívrstvá ložiska, tloušťka vrstvy 0.01-0.03 mm, velmi jemné zrna slitiny  
Složení: 2 Cu, 88 Pb, 10 Sn  
Tvrдость: 50 HB při 20°C
- Stříbrná vrstva- Vhodné pro velké tlaky až 50 Mpa, výborné kluzné vlastnosti

### 1.6.2 Moderní trendy ve vývoji materiálů kluzných ložisek

V současné době se snaží celosvětový průmysl používat materiály co nejvíc šetrné k životnímu prostředí. Z toho důvodu vznikají nové bezpečnostní normy (směrnice Evropské unie ELV č. 2000/53/EC), zaměřené na odstranění zdraví škodlivých látek z procesu výroby osobních automobilů, a limity pro různé obsahy nebezpečných kovů v materiálu. Snaží se o to, aby se používali co materiály, které budou schopny recyklace po svém dosloužení. Ložiskové výstelky často obsahují pro zlepšení kluzných vlastností olovo to, však nesplňuje přísné normy a muselo, být nahrazeno jinými materiály. Na trhu je spousta firem a každá se snažila přijít se svým řešením tohoto problému v následujícím textu, uvedu vlastnosti některých materiálů pro současná kluzná ložiska spalovacích motorů. [12]

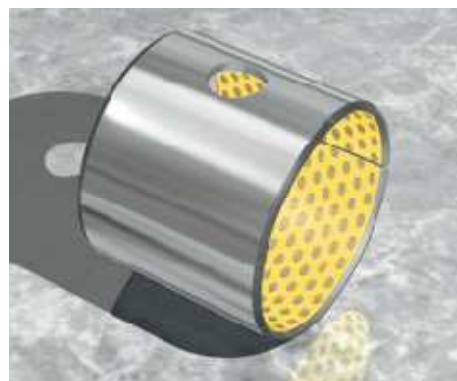


### 1.6.3 Speciální druhy materiálu pro kluzná ložiska spalovacího motoru

#### 1.6.3.1 Technologie firmy Glacier

Metalpolymerová kluzná ložiska nacházejí stále větší uplatnění v širokém spektru strojírenských výrobků, kde oproti klasickým bronzovým či bimetalickým ložiskům nabízejí vyšší odolnost proti otěru a výrazně nižší koeficient tření. Průkopníkem v oboru tenkostěnných ložisek byla firma Glacier, která před 50 lety uvedla první samomazný materiál pro velká zatížení pod obchodním označením DU. Ložiska z tohoto materiálu se stala víceméně světovým standardem a výrobní sortiment firmy se postupně rozšířil o celou řadu dalších materiálů vhodných jak pro mazané, tak nemazané aplikace. Trvalé zvyšování provozních nároků u moderních strojů a v neposlední řadě důraz na ekologická hlediska vedly v posledních letech firmu GGB k realizaci rozsáhlého vývojového projektu – jeho výsledkem jsou nové materiály řady DP (**Obr. 8**),

kteřé jsou v současné době uváděny na trh. [12,14]



**Obr. 8** Kluzné ložisko z řady DP  
[14]

Bezolovnaté kluzné materiály DP splňují kritéria směrnice Evropské unie ELV č.2000/53/EC, zaměřené na odstranění zdraví škodlivých látek z procesu výroby osobních automobilů, ale vyrovnávají se i s nejnáročnějšími požadavky, které jsou v současnosti na kluzná ložiska kladeny. Všechny materiály řady DP vycházejí z principu polymerové kluzné vrstvy na bázi PTFE (polytetrafluoretylenu), nanesené na kovovém nosiči.

Materiálů z DP je celá řada uvedu zde jen ty, které mají uplatnění u traktorového vznětového motoru.

#### Materiál DP31

Materiál DP31 (**Obr.9**) byl vyvinut pro situace, kde vlivem dynamického namáhání může dojít k vytváření plyných bublin ve vrstvě mazacího oleje. Vzniklý kavitační efekt má za následek erozi povrchu kluzného materiálu a vede ke snížení životnosti ložiska. Kromě necitlivosti na důsledky kavitačního efektu vykazuje materiál DP31 velmi dobrou odolnost vůči účinkům agresivních maziv působících obvykle korozi kluzné vrstvy. [14]

Kluzné vrstvy PTFE +  
fluoropolymerový výplně -----

Spékaný porézní bronz -----

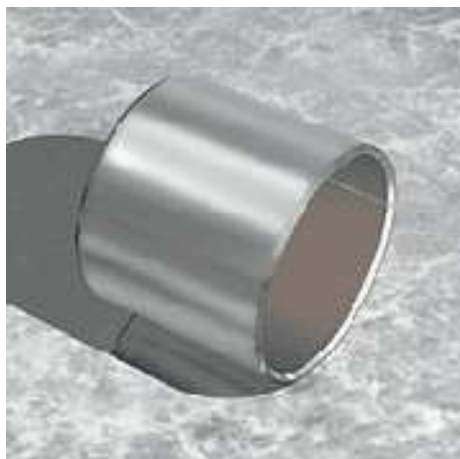
Ocelová podložka -----



**Obr. 9** Mikroskopický pohled na materiál ložiska [14]

#### **Základní vlastnosti**

Maximální teplota  $T_{max}$  °C +280  
Minimální teplota  $T_{min}$  °C -200  
Maximální zatížení p static MPa 250  
Maximální zatížení p dynamic MPa 140  
Povrch hřídele  $Ra$   $\mu m \leq 0.05 - \leq 0.4^*$   
Tvrdost hřídele HB >200



**Obr. 10** Ložisko z řady DP31 [14]

- Vynikající odolnost proti opotřebení a nízké tření
- Výborná chemická odolnost
- Vynikající odolnost proti kavitaci a odolnost proti erozi
- Dobrá únavová pevnost

#### **Materiál DP4**

Materiál DP4 (**Obr. 11**) je určen pro velká zatížení. Je vhodný pro rotační, oscilační a axiální druh pohybu. Vykazuje vynikající odolnost proti otěru, má velmi nízký koeficient tření jak při statickém, tak dynamickém zatížení a je vysoce odolný proti erozním vlivům maziv. Materiál je primárně určen pro mazaná uložení, je však možno využít jej též pro nemazané aplikace v podmínkách lehčího zatížení. [14]

PTFE kluzné vrstvy + výplně  
(alkaline earth metals + polymer fibres) -----

Spěkaný bronz -----

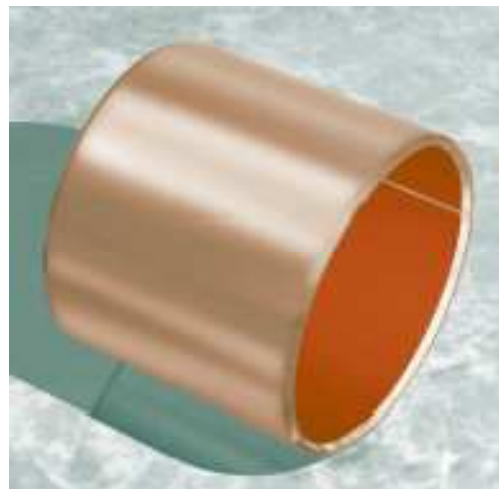
Bronzová podložka -----



**Obr. 11** Mikroskopický pohled na materiál DP4 [14]

### **Základní vlastnosti**

Maximální teplota  $T_{max}$  °C +280  
Minimální teplota  $T_{min}$  °C -200  
Maximální zatížení p static MPa 140  
Maximální zatížení p dynamic MPa 140  
Povrch hřídele  $Ra$   $\mu m \leq 0.05 - \leq 0.4$   
Tvrdost hřídele HB >200



**Obr. 12** Ložisko z řady DP4 [14]

- Suché tření materiál s dobrým opotřebením a třením
- vysoké výkony v širokém rozsahu zatížení a rychlostí a teplotních podmínek
- DP4B velmi dobře funguje s mazáním
- Bronz poskytuje lepší odolnost proti korozi
- Antimagnetická

### 1.6.3.2 Nová technologie od firmy Exprohef.

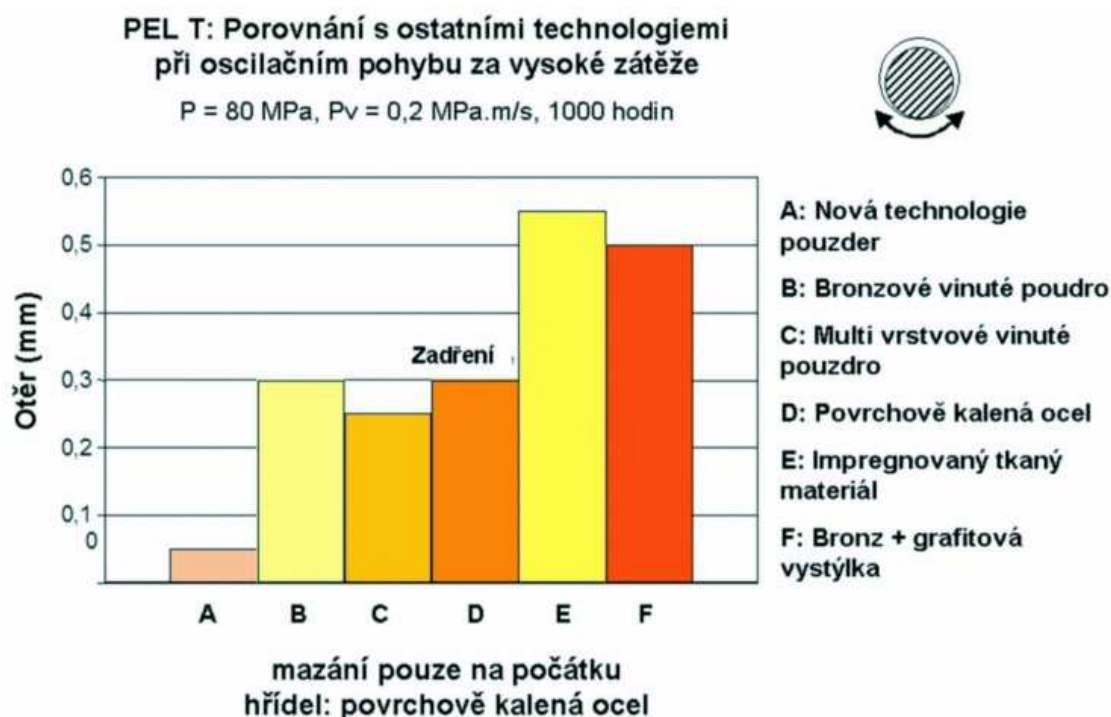
Jako materiál jádra pro nové ložisko firmy Exprohef byla zvolena ocel, protože má výhodnou nízkou cenu a poskytuje vysoké mechanické parametry (mez kluzu, houževnatost a tvrdost). Hlavní nevýhodu oceli jako ložiskového materiálu představují ovšem vlastnosti jejího povrchu. Frikční kompatibilita oceli k ocelové hřídeli je špatná. Důsledkem toho je požadavek na průběžné mazání pro zachování správných funkčních schopností ložiska. Kromě toho je nedostatečná i protikoroze odolnost oceli.



**Obr. 13** Nová technologie pouzder typu PEL BH [11]

Pro vyloučení těchto nevýhod při použití oceli se u nové technologie ložisek používá ocel jako materiál jádra v kombinaci s kompozitním ošetřením povrchu spolu se specifickou topografií povrchu jako „poskytovatele“ povrchových vlastností. To nabízí možnosti spojení vysokých mechanických parametrů povrchu (tvrdost, odolnost proti únavě a houževnatost) s dobrými třecími vlastnostmi (odolnost proti zadření a vlastní mazání).

Proto se při nové technologii ložisek používá k výrobě speciální legovaná ocel s určitými speciálními zásobníky maziva na vnitřním průměru. Ložisko se potom zpracovává pomocí chemicko-tepelného difuzního povrchového postupu. Difuzní prvky a ocelová kompozice se volí pro vytvoření kovové fáze, ve které se kombinuje vysoká tvrdost povrchu, vysoká pevnost v tlaku a správná hloubka difuze. Nakonec se aplikuje dokončující samomazná povrchová úprava, tvořená polymerickou matricí obsahující dispergované částičky pevného maziva. Tato úprava poskytuje solidní mazací vlastnosti (nízkou hodnotu součinitele tření), dobré uložení povrchu a dobré záběhové vlastnosti.



**Obr. 14** Graf otěru různých typů materiálů ložisek [11]

Použití uvedené topografie povrchu s kompozitním ošetřením povrchu umožňuje dosažení nejlepších parametrů na základě odolnosti proti opotřebení. Zaváděná technologie rovněž přináší vynikající protikorozi odolnost a odolnost proti abrazi. Proto je tato technologie velmi vhodná pro drsné pracovní podmínky, očekávané u stavebních a zemědělských zařízení. Potenciální výhody představuje zvýšená doba životnosti ložiska, omezená potřeba mazání a omezená potřeba údržby. [11]

### 1.6.3.3 Technologie od firmy KS Gleitlager.

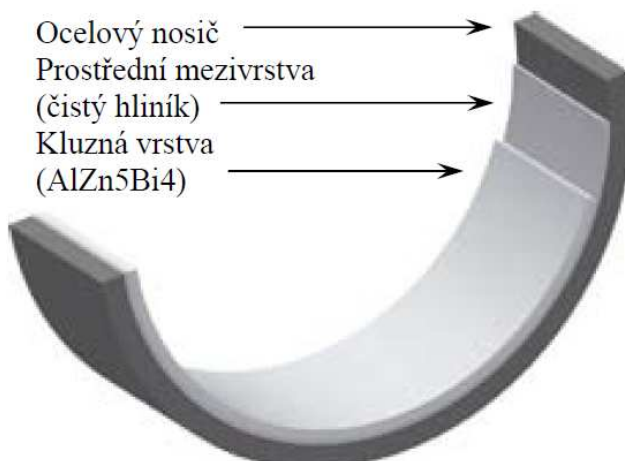
#### Vysoce únosný ocelohliníkový kompozitní materiál pro hlavní a ojnicí ložiska KS R45

##### Popis kluzného materiálu:

Materiál (**Obr. 15**) se skládá ze tří vrstev z kluzné vrstvy AlZn5Bi4, z vrstvy čistého hliníku a z ocelového nosiče. Malá dynamická únosnost tradičních hliníkokocínových slitin používaná na kluzná ložiska vedla k vývoji nových kluzných materiálů složených z hliníku zinku a bismutu. Zinek zde má úkol posilujícího komponentu a zajišťuje tak vysokou pevnost materiálu a vysokou odolnost vůči únavovému namáhání. Bismut dodává materiálu dobré kluzné vlastnosti. Ty jsou využity při nouzovém chodu ložiska při rozběhu a doběhu motoru kdy nedochází k dostatečnému mazání.

Tyto dva materiály se tedy výborně doplňují a tvoří velmi odolný kluzný materiál. Dovolené zatížení ložiskového kompozitu je až 90 Mpa.

Materiál KS R45 (**Obr. 16**) dokonce překonává osvědčené materiály ocelobronzové tzv. třívrstvá kluzná ložiska. Díky vysoké odolnosti vůči únavovému namáhání ho lze použít i pro kluzné uložení velkého oka ojnice na klikové hřídeli. Materiál vyhovuje i směrnici evropské unie o recyklaci 2000/53/EC. [15]



**Obr. 15** Kluzné ložisko z ocelové pánve a hliníkové výstelky KS R45 [15]

Chemický prvek	Množství (%)
Zn	4,40 až 5,50
Bi	2,0 až 4,5
Si	1,00 až 2,00
Cu	0,80 až 1,20
Ti	max. 0,20
Ni	max. 0,20
Fe	max. 0,60
Mn	max. 0,30
Sn	max. 0,20
ostatní prvky	max. 0,5
Al	zbytek

**Obr. 16** Chemické složení kluzné vrstvy ložiskového materiálu KS R45 [15]



### Popis konstrukce kluzného ložiska KS R45

Kluzné ložisko KS R45 se skládá s ocelového nosiče, mezivrstvy z čistého hliníku a kluzné vrstvy složené převážně z hliníku a bismutu. Kvalita oceli použité na ocelový nosič je běžné jakosti EN D (ČSN 11305) o tvrdosti 160-260 HB. Tloušťka je závislá na způsobu použití ložiska. Pohybuje se však v rozmezí od 1 mm do 2,5 mm. Prostřední vrstva je vyrobená z čistého hliníku a tvoří kovové spojení ocelového nosiče a kluzné vrstvy. Její tloušťka se pohybuje mezi 0.01 až 0.05 mm. Tloušťka poslední vrstvy, kterou tvoří slitina kovů AlZn5Bi4 se pohybuje v rozsahu 0,2 až 0,5 mm a dosahuje tvrdosti od 60 do 100 HB v závislosti na teplotě. Poslední vrstva má také velmi dobré kluzné vlastnosti.



**Obr. 17** Mikroskopická struktura složení materiálu KS R45 [15]

### Výroba materiálu:

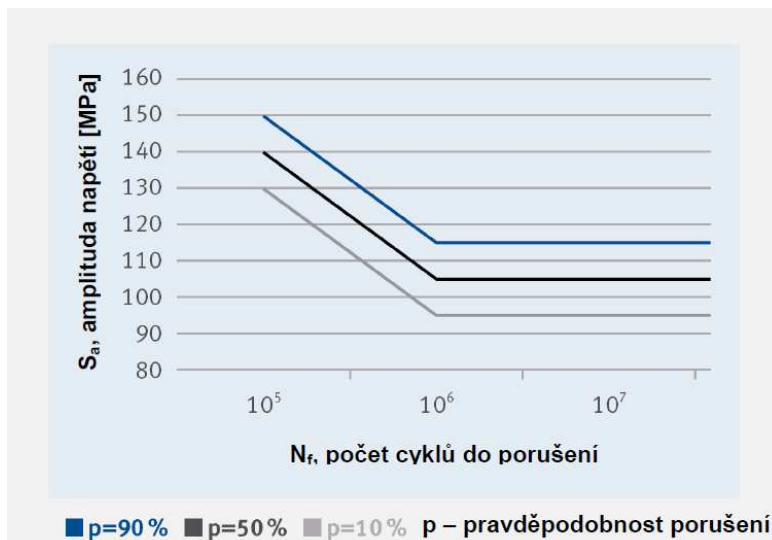
Z důvodu náchylnosti bismutu k odměšování z hliníkové taveniny je vyráběna slitina ve svislém nepřetržitém odlévání. Následné obrabění odlitých ploch a speciální tepelné zpracování (rozpuštěcí žíhání) připravuje materiál na plátování. Pomocí této metody se nanese tenká vrstva čistého hliníku (99.5%Al) a docílí se tak předběžného spojení. Poté následuje plátování naválcováním předkompozitního materiálu na ocelový nosič. Konečné termomechanické zpracování dá kompozitu požadované materiálové charakteristiky. [15]

### Výroba ložiska:

Z pásu kompozitního materiálu KS R45 je vyráběno kluzné ložisko v několika operacích. Nejdříve je vystřižen a vylisován jeho tvar. Pak se jemným obráběním a vrtáním obrobí ložisková pánev na požadovanou tloušťku a upraví se povrch vnitřní kluzné plochy

#### Použití:

Ložiska se pro svoje dobré vlastnosti používají u vysoce zatížených spalovacích motorů jako hlavní a ojnicí ložiska klikové hřídele. [15]

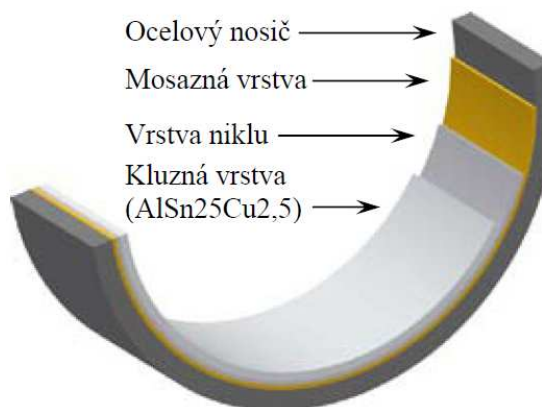


Obr. 18 Napětová křivka-únavový život materiálu KS R45 [15]

**Vysoce únosný ocelomosazný kompozitní materiál s naprašovanou vrstvou pro hlavní a ojnicí ložiska motorů s vysokými výkony: KS X20T**

#### Popis materiálu:

Materiál (Obr.19) KS X20T je bezolovnatý ocelomosazný s antidifuzní vrstvou niklu a naprašovaným povlakem AlSn. Má velmi vysokou únosnost a vysokou odolnost proti opotřebení. Má také velmi dobré kluzné vlastnosti díky systému uspořádání vrstev materiálu kdy je antidifuzní vrstva niklu umístěna spolu s naprašovanou vrstvou na ložiskovém kovu. Vyhovuje také požadavkům směrnice Evropské Unie 2000/53/EC. [16]



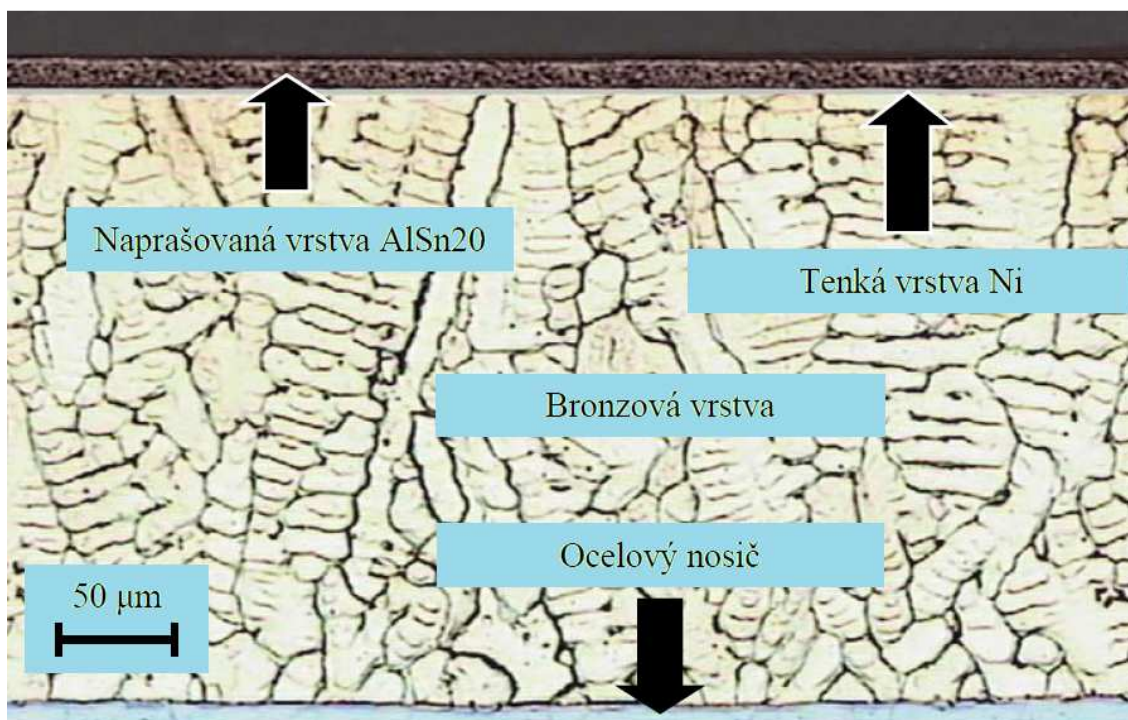
Obr. 19 Ložisková pánev z materiálu KS X20T [16]

r



### Konstrukce kluzného ložiska z materiálu KS X20T

Kluzné ložisko se skládá z ocelového nosiče, na něm odlité mosazné vrstvy, antidifuzní vrstvičky niklu nanesené naprašováním fyzikální metodou depozice pevných vrstev (PVD) a slitiny složené z hliníku, cínu a mědi která je nanesena stejným způsobem jako antidifuzní vrstva niklu.



**Obr. 20** Mikroskopická struktura materiálu KS X20T [16]

Na ocelový nosič je použita ocel EN DC04(ČSN 11305) o tvrdosti mezi 140 HB a 220 HB. Tloušťka závisí na způsobu použití a pohybuje se kolem 1 až 2.5 mm.

Mosazná slitina tvořící ložiskový kov je odlita na ocelový nosič. Její tloušťka je v rozmezí 0,2 až 0.5 mm. Tvrdost se pohybuje od 120 do 180 HB.

Naprášená slitina hliníku, cínu, mědi, která představuje kontaktní plochu k čepu má tloušťku 8 až 10 μm a mikrotvrdost je až 130 HV. Tloušťka antidifuzní naprašované vrstvy niklu je 1 až 3 μm. [16]

### Výroba kluzného materiálu:

Na pás oceli je odlita mosazná slitina následuje odfrézování vzniklé kůry na odlitku a cílenými postupy mechanicko-tepelného zpracování se dosáhne požadovaných vlastností základního materiálu.

Chemický prvek	Množství (%)
Al	1,7 až 2,3
Mn	1,7 až 2,3
Fe	0,7 až 2,3
Ni	1,7 až 2,3
Zn	18 až 22
Ostatní prvky	max. 0,50
Cu	zbytek

**Obr. 21** Chemické složení mosazné vrstvy KS X20T [16]

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	23 až 27
Cu	2 až 3
Al	zbytek

**Obr. 22** Chemické složení kluzné vrstvy KS X20T [16]

### Použití:

Kluzná ložiska z materiálu KS X20T mají vysokou únosnost dobré kluzné vlastnosti při rozběhu a doběhu motoru a vysokou odolnost proti opotřebení. Díky těmto vlastnostem jsou vhodné pro použití jako hlavní a ojnicí ložiska klikové hřídele moderních vznětových motorů pracujících při vysokém zatížení. [16]

## 1.7 Mazací prostředky hydrodynamických kluzných ložisek

Chování ložiska závisí nejen na kluzné rychlosti, specifickém zatížení nebo na použitelném materiálu, to znamená jeho hustotě, struktuře pórů, ale i na vlastnostech mazacího prostředku. Mazadlo musí být vybráno s ohledem na jeho speciální tribologické vlastnosti (např. viskozita, rozsah teplot, chování při styku s plasty). Mimoto je třeba vzít v úvahu i dodatečné zatížení způsobené provozními a zástavbovými poměry (jako prašnost, kmitání, agresivní média atd.). Proto jsou využívány oleje jak minerální nebo syntetické, tak i velmi nákladné speciální mazací směsi. Vhodnou volbou oleje lze dosáhnout provozních teplot uložení v rozsahu -30 až +100 °C, v extrémních případech až 250 °C. V posledních letech převažuje použití syntetických olejů, u nichž je možno jejich vlastnosti optimálně přizpůsobit konkrétní aplikaci. Vyznačují se vysokou čistotou, odolností proti stárnutí, dobrou teplotní zatížitelností a příznivou závislostí viskozity na teplotě. Při obzvláště vysokých nárocích (vysoké teploty, přítomnost agresivních médií atd.) lze sáhnout k použití velmi drahých fluorsilikonových olejů. V takovémto případě však může být mazací prostředek i mnohonásobně dražší než vlastní tělo ložiska. [13]

## 1.8 Hřídele pro kluzná ložiska

Jako materiály vhodné pro hřídele se osvědčily legované i nelegované zušlechtěné oceli (DIN 17 200) ve formě tvrzené i netvrzené. Drsnost povrchu by měla ležet mezi  $R_z$  0,3 a 0,8  $\mu\text{m}$ . Při vyšších nárocích na kvalitu uložení se pak používají tvrzené hřídele ( $> 50 \text{ HRC}$ ) s drsností povrchu  $R_z < 0,5 \mu\text{m}$ . Přesnost hřídele by neměla překročit toleranční pole IT 2. Pokud nemohou být tyto požadavky dodrženy, je potřeba počítat s vyšším opotřebením, teplotou (s negativním vlivem na mazací prostředek) a zvýšenou hlučností, což souhrnně znamená nižší životnost. [13]

## 2 Hydrodynamická teorie a výpočty kluzných ložisek

Ložiska ve spalovacích motorech slouží k zachycení a přenosu sil mezi vzájemně se pohybujícími součástmi a zajišťují současně jejich vzájemnou polohu a požadovanou přesnost vedení za pohybu. Zejména ložiska klikového jsou důležitým prvkem který má rozhodující vliv na spolehlivost a životnost motoru v provozu. Požadavkem na kluzná ložiska je aby vydržela pracovat bez poruchy po celou dobu životnosti motoru.

Kluzná ložiska pracují na hydrodynamickém principu. To znamená, že čep se otáčí v ložisku a je unášen vrstvou oleje a není vůbec v kontaktu se stěnou ložiska. S tou je v kontaktu jenom při rozběhu a doběhu motoru. K tomu abychom, byli schopni dosáhnout velké životnosti ložiska potřebujeme znát podrobně děje, které probíhají v ložisku při chodu motoru. Pro poznání těchto dějů nám slouží diferenciální rovnice hydrodynamického mazání, kterou navrhl v roce 1886 Osbourn Reynolds. [1]

### 2.1 Hydrodynamické výpočty radiálních kluzných ložisek

Zatížení ložisek ve spalovacích motorech, má periodický charakter, což vyplývá z periodického průběhu sil od tlaků plynů a sil setrvačných během pracovního cyklu.

Ložiska, u kterých, se vektor zatížení periodicky mění, označujeme jako dynamicky zatížená. Periodická změna úhlové rychlosti hřídele nebo ložiska způsobuje dynamické zatížení.

V tomto případě čep nebude mít neměnnou polohu, ale bude se pohybovat. Tento pohyb popisuje tzv. trajektorie středu čepu, kterou proběhne za pracovní periodu motoru, k níž se vztahuje průběh dynamického zatížení.

Zatížení kluzného ložiska je charakterizováno zatížením  $F$  a úhlovou rychlostí  $\omega$  dílů ložiska. U dynamicky zatížených ložisek se obě tyto veličiny mění periodicky v závislosti na čase  $t$ . Případně se, vztahují k úhlu natočení klikového hřídele  $\alpha$ . [1]

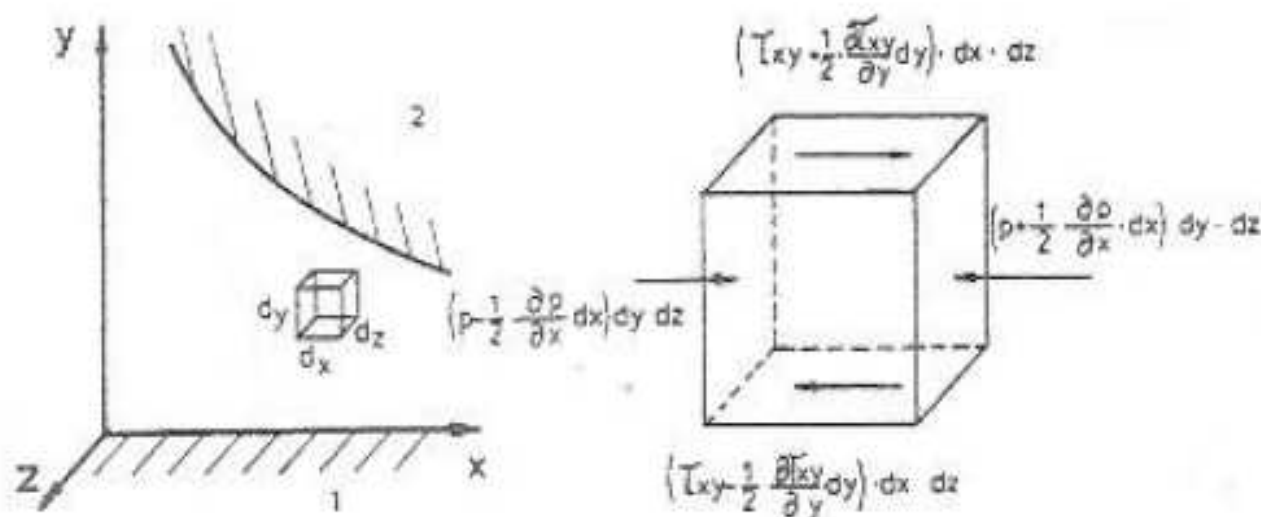
### 2.1.1 Vznik hydrodynamického tlaku

Při odvození základních vztahů vycházíme z poznatků hydromechaniky pro viskózní kapaliny. Z Newtonova vztahu pro smykové napětí:

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2)$$

kde  $\tau$  [Pa] - tečné napětí v kapalině  
 $\eta$  [Pa.s] - dynamická viskozita kapaliny  
 $\frac{\partial u}{\partial y}$  [s<sup>-1</sup>] - gradient rychlosti proudící kapaliny  
 $u$  [m.s<sup>-1</sup>] - rychlost kapaliny ve směru x v místě x,y

Na horní a spodní plochu elementu kapaliny v mazací mezeře podle (**Obr. 23**) mezi dvěma relativně se pohybujícími tělesy působí rozdílná smyková napětí, pokud rychlostní gradient je proměnný. Pro splnění podmínek rovnováhy např. ve směru osy x musejí na levou a pravou stranu elementu působit rozdílné tlaky viz (**Obr. 23**)



**Obr. 23** Silové účinky na objemový element v mazací mezeře [1]

Z podmínek rovnováhy vyplyne rovnice:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3)$$

Stejným způsobem může, být odvozena podmínka rovnováhy ve směru osy Z. Integrací obdržíme průběhy rychlosti u ve směru osy x ve směru osy Z v závislosti na tloušťce mazací mezery y.

Dvojnásobnou integrací (3) podle stanovených předpokladů se určuje jen rychlost toku maziva ve směru x.

Při okrajových podmínkách

$$y = 0 \dots u = U_2 \quad ; \quad y = h \dots u = U_1 = 0$$

bude

$$C_1 = -\frac{U_2}{h} - \frac{h}{2\eta} \frac{dp}{dx}$$

$$C_2 = U_2$$

Pak rychlost maziva:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y^2 - \left( \frac{U_2}{h} - \frac{h}{2\eta} \frac{dp}{dx} \right) y + U_2 \quad (4)$$

Aplikací rovnice kontinuity pro objemový element podle (**Obr. 23**) a po zavedení zjednodušujících předpokladů obdržíme Reynoldsovu diferenciální rovnici ve tvaru:

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \left( h^3 \frac{dp}{dz} \right) = 6\eta \left[ (U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + 2 \frac{dh}{dt} \right] \quad (5)$$

Z této diferenciální rovnice plyne závislost tlaku P na souřadnici x ve směru obvodové rychlosti čepu a souřadnici z ve směru šířky ložiska. Na těchto souřadnicích závisí také tloušťka mazací mezery h.

Oba členy na pravé straně diferenciální rovnice (5) odpovídají obecnému pohybu čepu v páni. První člen  $\frac{dh}{dx}$  vyjadřuje vznik tlaku vlivem čistě tangenciálního pohybu (rotace) obou

kluzných členů rychlostmi tečnými k povrchu plochy  $U_1$  a  $U_2$ . Druhý člen  $\frac{dh}{dt}$  vyjadřuje změnu tloušťky mazací mezery v čase tj. čistě radiální pohyb, kdy mazací vrstva vzniká v důsledku vytlačování maziva. Zavedením bezrozměrných souřadnic a speciální geometrie mazací mezery obdržíme Reynoldsovu diferenciální rovnici. [1]

**Reynoldsova diferenciální rovnice pro radiální ložisko při obecném pohybu:**

$$\frac{d}{d\varphi} \left[ (1 + \epsilon \cdot \cos\varphi)^3 \frac{d\left(\frac{P\psi^2}{\eta\omega_{res}}\right)}{d\varphi} \right] + \left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{d}{dz} \left[ (1 + \epsilon \cdot \cos\varphi)^3 \frac{d\left(\frac{P\psi^2}{\eta\omega_{res}}\right)}{dz} \right] = 6 \frac{d}{d\varphi} (1 + \epsilon \cdot \cos\varphi) + \frac{12}{\omega_{res}} \frac{d}{dt} (1 + \epsilon \cdot \cos\varphi) \quad (6)$$

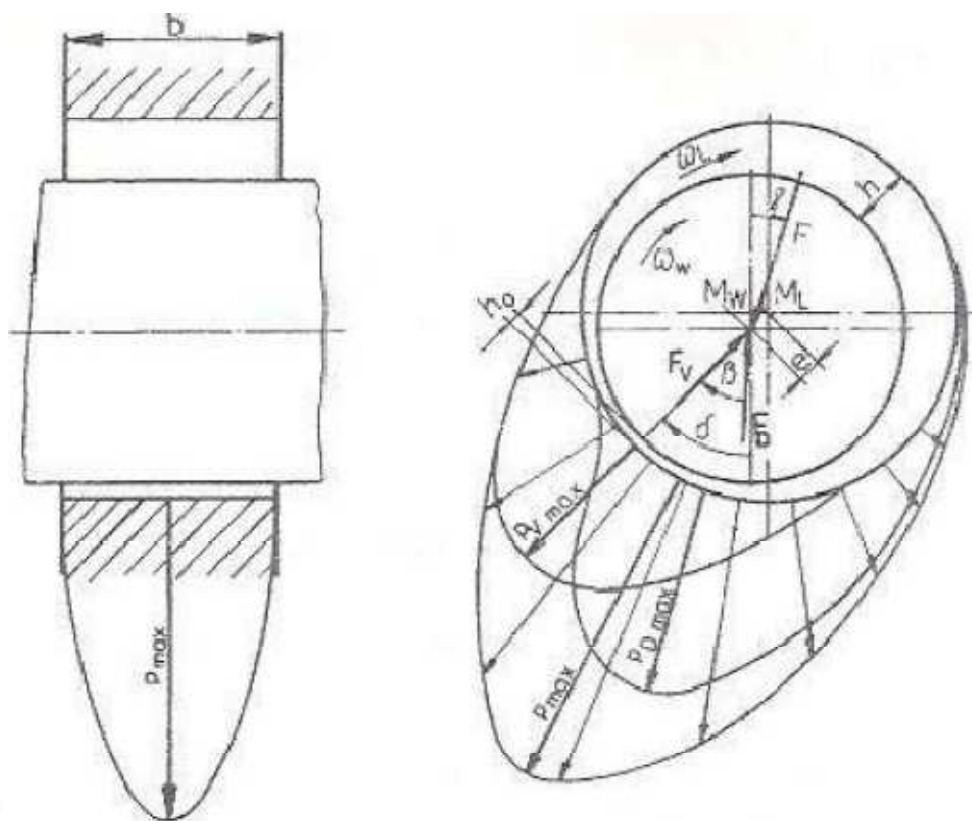
Z rovnice (6) vyplývají hodnoty tlaku  $P$  v závislosti na obvodové souřadnici  $\varphi = 2x/d$  a poměrné souřadnici  $z = 2z/b$  ve směru šířky ložiska.

Výchylka středu čepu vzhledem se středu ložiska se zpravidla vyjadřuje relativní excentricitou (**Obr. 24**).

$$\epsilon = \frac{2e}{D-d} \quad (7)$$

Centrická poloha čepu  $\epsilon = 0$

dotyk čepu a pánve  $\epsilon = 1$



**Obr. 24** Vznik hydrodynamického tlaku v dynamicky zatíženém válcovém kluzném ložisku: označení veličin pro výpočet. [1]

Relativní ložisková vůle  $\psi = \frac{D-d}{d} \quad (8)$

Dva členy na pravé straně rovnice (6) popisují dvě složky obecného pohybu čepu v ložisku. Jak je znázorněno na **Obr. 24** na ložisko působí tangenciální a radiální pohyb od obou složek vzniká tlak a superpozicí obou složek tlaku dostaneme výsledný tlak na ložisko. Výpočet výsledného tlaku není však hned bezprostředně možný, neboť řešení Reynoldsovy rovnice v uzavřeném tvaru neexistuje. Musíme nejdříve vypočítat případ tangenciálního pohybu a pak radiálního s příslušným členem na pravé straně rovnice numerického řešení. [1]

### Vznik tlaku tangenciálním pohybem

Pro vznik hydrodynamického tlaku musejí být splněny 3 podmínky:

- existence zužující se mazací mezery ve směru pohybu
- olej musí určitou rychlostí proudit v nejužším místě ložiskové mezery  $h_0$  (**Obr. 25**)
- přítomnost oleje na povrchu obou členů ložiska

Předpokládáme-li ložiskovou pánev jako nehybnou vzniká otáčením čepu trojúhelníkový rychlostní profil. (**Obr. 25**)

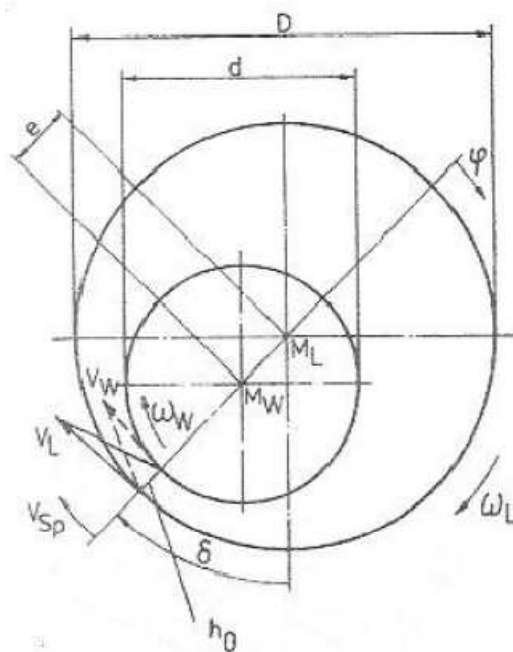
$$V_{St} = \frac{d}{2} \omega_W + \frac{D}{2} \omega_L - \frac{d\delta}{dt} \frac{D+d}{4} \quad (9)$$

Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost

$$\omega_{res} = \omega_W + \omega_L - 2 \frac{d\delta}{dt} \quad (10)$$

Vztlková síla  $F_D$  vyplývající z tlaku d důsledku tangenciálního pohybu se vyjadřuje pomocí Sommerfeldova bezrozměrného podobnostního čísla.

$$S_{0D} = \frac{F_D \psi^2}{|\omega_{res}| b d \eta} = f\left(\epsilon, \frac{b}{d}\right) \quad (11)$$



**Obr. 25** Rychlost maziva v mezeře  $h_0$  [1]



### Vznik tlaku radiálním pohybem

V dynamicky zatíženém ložisku dochází rovněž k radiálním pohybům čepu. Přitom při zúžení mazací mezery dojde ke vzniku tlaku. Tento tlak se zvětšuje s rostoucí radiální rychlostí  $\omega^*$  a relativní excentricitou  $\epsilon$ . Průběh tlaku je symetricky vzhledem ke směru přemístění čepu (nejmenší šířce mazací mezery  $h_0$ ). výsledná vztlaková síla  $F_V$  od tlaku vzniklého vytlačováním maziva působí proti přemístění čepu a může být stanovena ze Sommerfeldova čísla pro vytlačování.

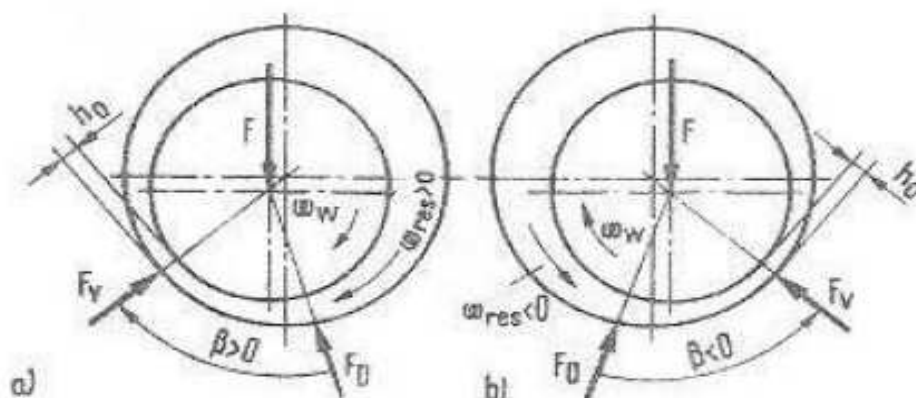
$$S_{0V} = \frac{F_V \psi^2}{b d \eta \epsilon^*} = f\left(\epsilon, \frac{b}{d}\right) \quad (12)$$

### Výpočet trajektorie středu čepu

Trajektorie středu čepu má zásadní význam při dalších výpočtech, které jsou potřeba například k určení provozní spolehlivosti ložiska, třecích ztrát, průtočného množství maziva a maximálního tlaku v mazací vrstvě. Postup při výpočtu trajektorie středu čepu vychází z představy, že v každém okamžiku čep v pánvi pohybuje a nastaví tak, že existuje rovnováha mezi vnějšími silami a silami vzniklými v mazací vrstvě. Spojením těchto rovnovážných poloh dostaneme trajektorii středu čepu, kterou čep proběhne za každý pracovní cyklus motoru.

### Hollandova metoda

Vztlaková síla  $F$  v dynamicky zatíženém ložisku vznikne jako vektorový součet vztlakové síly  $F_D$  dané v průběhu tlaku  $P_D$  od čistého stlačení a vztlakové síly  $F_V$  dané průběhem tlaku  $P_V$  od čistého vytlačování. Zjednodušení spočívá v tom, že při odděleném průběhu tlaků se při matematickém řešení vyskytují odlišné okrajové podmínky. Přesto se metoda Hollandova v praxi osvědčuje s dostatečnou přesností. Poloha čepu vyplývá z podmínky, že musí trvale existovat rovnovážný stav mezi  $F_D$  a  $F_V$  a silou  $F$ .



**Obr. 26** Závislost úhlu  $\beta$  na hydrodynamické účinné rychlosti  $\omega_{res}$  [1]



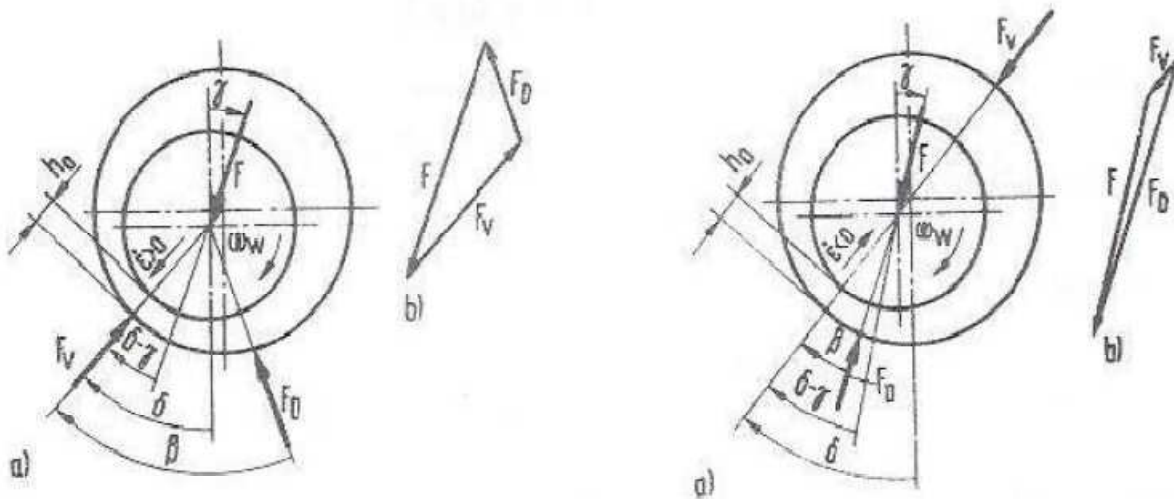
Pro časovou změnu excentricity platí:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{dy}{dx} = \frac{F\psi^2}{bd\eta S_{ov}} \left[ \cos(\delta - \gamma) \frac{\sin(\delta - \gamma)}{\tan \beta} \right] \quad (13)$$

časová změna přemístění čepu

$$\dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt} = \frac{\omega_w + \omega_L}{2} + \frac{F\psi^2}{bd\eta S_{OD}} \frac{\sin(\delta - \gamma)}{2\sin \beta} \quad (14)$$

Numerické řešení obou rovnic (13) a (14) podle Hollanda spočívá v převedení na rovnice diferenční, z nichž veličiny  $\dot{\varepsilon}$  a  $\dot{\delta}$  lze vypočítat.



**Obr. 27** a) Směr působících sil při  $\Delta\dot{\varepsilon} > 0$       b) Směr působících sil při  $\Delta\dot{\varepsilon} < 0$  [1]

Z (**Obr. 27**) je zřejmé že pro hodnoty  $\beta < |\delta - \gamma|$  síla  $F_v$  nepůsobí již v místě nejmenší mazací mezery, ale působí v místě největší mezery aby síly  $F_v$  a  $F_D$  byly se zatěžující silou  $F$  v rovnováze. To znamená, že čep se pohybuje směrem k největší mazací mezeře a proto se relativní excentricita  $\varepsilon$  musí zmenšovat.

Nejmenší výška mazací mezery

$$h_0 = \frac{\psi d}{2} (1 - \varepsilon) \quad (15)$$

Jelikož výpočtových operací, které je potřeba udělat je mnoho používá se k výpočtu výhradně moderních počítačů pomocí softwarových aplikací. Úplný výpočet určí tepelnou bilanci trajektorii čepu velikost i polohu nejmenší mezery  $h_0$  a také střední teplotu oleje v mazací vrstvě a jeho průtokové množství ložiskem při zvolené relativní ložiskové vůli  $\psi$ . Díky moderním počítačovým aplikacím dostaneme výstižnou charakteristiku ložiska a můžeme ho optimalizovat s ohledem na jeho maximální možnou únosnost a spolehlivost v motoru. [1]

## 2.1.2 Podmínky výpočtu hydrodynamických kluzných ložisek

Kluzná ložiska patří k důležitým částem motoru. Přenášejí velké síly a musí vydržet po celou dobu životnosti motoru, proto potřebuje důkladně porozumět dějům, které v nich nastávají při různých provozních podmínkách. Díky Reynoldsovy rovnici, můžeme přesně určit jaké děje, nastávají v ložisku, jak se chová a můžeme ho optimalizovat, aby čep a ložisko byly vždy odděleny souvislou vrstvou maziva. K tomu abychom mohli použít Reynoldsovu hydrodynamickou rovnici, musíme použít různé zjednodušující předpoklady: [1]

- mazací vrstva je zcela zaplněna homogenním mazivem
- zanedbáváme hmotnost maziva a setrvačné síly
- mazivo je nestlačitelné, rychlost proudění je hluboce podzvuková
- proudění maziva musí být stacionární, laminární a izotermické
- mazivo má stálou hustotu, viskozitu a teplotu
- platí Newtonův zákon  $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y}$
- vrstvu maziva lze řešit, jako přímku zakřivení zanedbáváme
- části ložiska se považují za dokonale tuhé a neměnné
- za teplotu maziva se považuje střední teplota na výstupu z ložiska
- ve směru tloušťky mazací vrstvy je tlak konstantní mazivo v tomto směru neproudí

$$\frac{dP}{dy} = 0$$

- zanedbání vlivu přívodního tlaku na tlakové pole
- geometrické výchylky tvaru kluzných ploch se zanedbávají

### 3 Multibody systém ADAMS-Engine

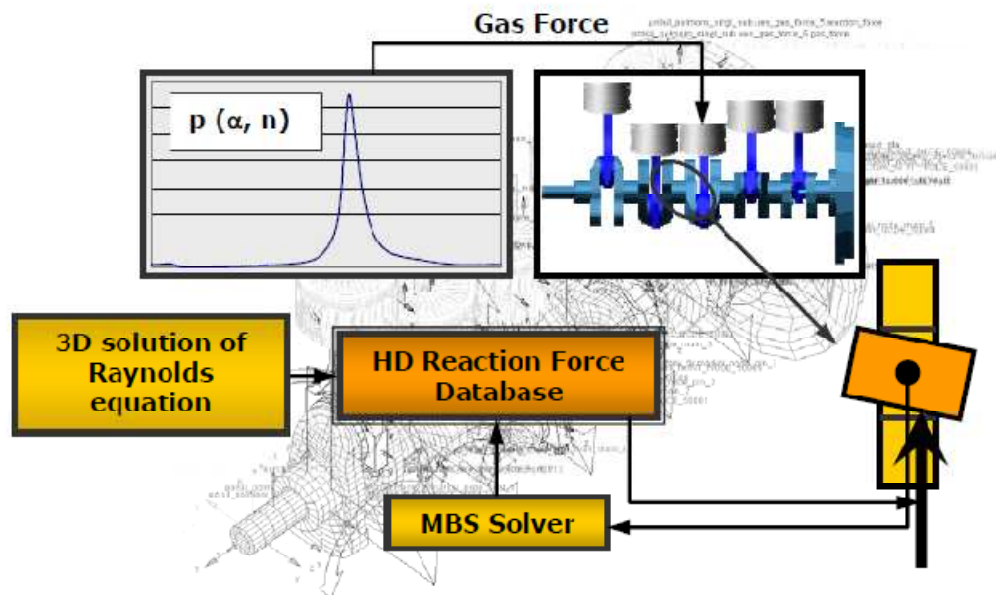
Jak již bylo řečeno výpočty hydrodynamický ložisek je složitá a časově náročná úloha, proto k tomuto úkolu využíváme moderní výpočtovou techniku a software, který nám tyto výpočty usnadní. V této diplomové práci používám software ADAMS-Engine, který je speciálně vytvořen k usnadnění výpočtu v oblasti motorů automobilů.

Adams-Engine je software vyvinutý speciálně pro testování konceptů motorů a jejich jednotlivých komponentů. Tento software umožňuje uživatelům optimalizovat výkonnost jednotlivých součástí hnacího ústrojí a subsystémů stejně jako kompletní motor v jakékoliv fázi vývoje. Ve světě je uznávaný jako standardní systém pro virtuální simulace a výpočty v automobilovém průmyslu. [17]

#### 3.1 Hydrodynamická ložiska v MBS ADAMS-Engine

Software ADAMS nám nabízí dvě možnosti, s jejichž pomocí jsme schopni vyřešit chování u dynamicky zatížených kluzných ložisek. Obě dvě jsou již odzkoušené ve vývoji spalovacích motorů. Můžeme si vybrat, jestli do výpočtu zahrneme nebo vyloučíme vychýlení čepu pomocí těchto metod: [17]

- **Třírozměrná metoda:** Osa čepu není rovnoběžná s osou pánve (započítáme vychýlení). Při použití této metody je Reynoldsova rovnice řešena explicitně. Aby, jsme simulaci udrželi, v přiměřeném rozsahu musíme oddělit hydrodynamické řešení od řešení dynamického. Proto je Reynoldsova rovnice řešena pro různé provozní podmínky ložiska (přibližně pro 60 excentricit a 60 hodnot vychýlení čepu) před dynamickou analýzou. Výsledky jsou uloženy v databázi představující bezrozměrné ložiskové reakční síly a souřadnice působíšť těchto sil. Databáze ještě uchovává bezrozměrné excentricity a hodnoty vychýlení ložiska. Během dynamického řešení podprogram ADAMS/solver vstupuje do této databáze a provádí další analytické kroky (transformuje souřadnice, atd.)
- **Dvojrzměrná metoda:** Osa čepu je neustále rovnoběžná s osou pánve ložiska (nezahrnujeme vychýlení). K řešení používáme empirickou analytickou rovnici. Tento přístup je podobný metodě impedance a je nejvíce účinný způsob k modelování hydrodynamický ložisek.



**Obr. 28** Schéma výpočtu kluzných ložisek v MBS [3]

Výstupem simulačních metod jsou tyto veličiny:

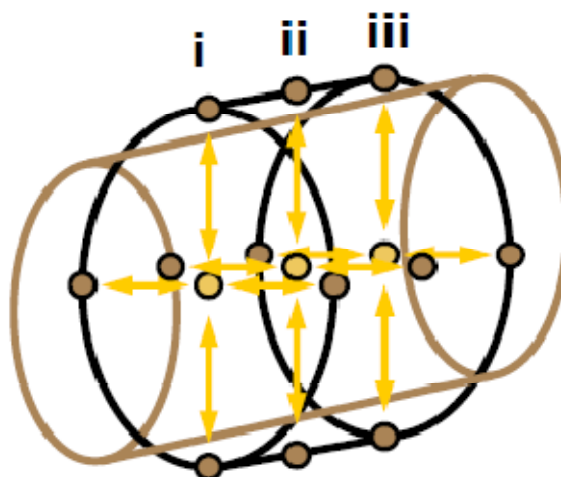
- Síly:
  - Radiální síly v ose x a y
  - Momenty v ose x a y způsobené vychýlením
  - Třecí moment
  - Průtočné množství oleje
- Rychlosti:
  - Relativní excentrické rychlosti ve směru os x a y mezi pouzdrem a čepem ložiska
  - Efektivní excentrické rychlosti
  - Relativní úhlová rychlost
  - Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost
- Posuvy:
  - $E_x$  a  $E_y$  excentricity v obou radiálních směrech

- Bezrozměrná excentricita
- Minimální tloušťka mazací mezery
- Úhel naklopení osy čepu
- Výstupní veličiny axiálního ložiska:
  - Axiální posuv
  - Bezrozměrný axiální posuv ( $2 \cdot \text{axiální posuv} / \text{ložisková vůle}$ )
  - Axiální rychlost
  - Bezrozměrná axiální rychlost ( $2 \cdot \text{axiální rychlost} / \text{ložisková vůle}$ )
  - Axiální síla [17]

### 3.1.1 3D hydrodynamické ložisko-model

Aby bylo, možno popsat přesně dynamický pohyb čepu v ložiskovém pouzdru vyvinula se metoda, pomocí níž můžeme lépe simulovat rozložení hydrodynamického tlaku u čepu, který má vychýlenou osu vůči ložiskovému pouzdru. [17]

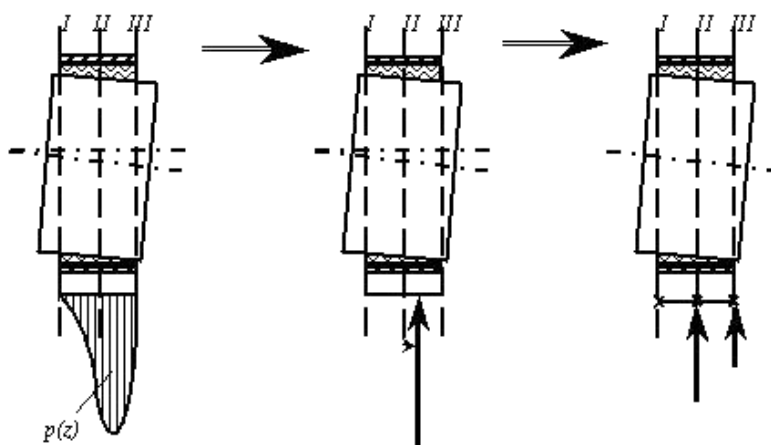
3D model ložiska (**Obr. 29**) se skládá ze tří rovin. Každá rovina obsahuje jeden centrální uzel a 4 uzly na ložiskovém pouzdru. Toto uspořádání lépe vystihuje rozložení tlaku oleje v mazací vrstvě a při vychýlení ložiskového čepu. [3]



**Obr.29** 3D model hydrodynamického ložiska [3]

Hlavní vlastnosti tohoto 3D modelu hydrodynamického ložiska jsou:

- Vychýlení ložiskového čepu vede k nerovnoměrnému rozložení tlaku oleje v mazací vrstvě
- Výsledná síla působí mimo centrální část ložiska
- Reakce způsobená vychýlením čepu je vždy popsána pomocí dvojice sil
- Absence tahových sil

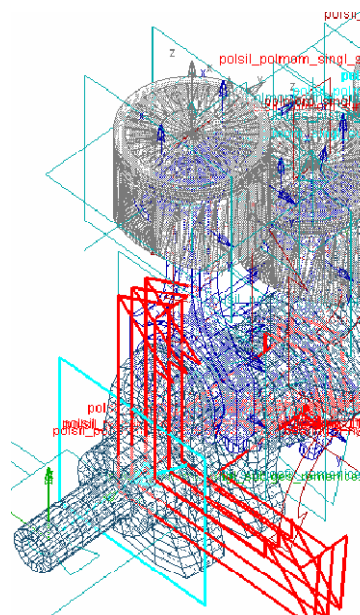


**Obr. 30** Působení tlaků a nahrazení ekvivalentní silovou soustavou [17]

V MBS ADAMS-Engine můžeme použít dva typy modelu hydrodynamického ložiska. Řešení kluzného ložiska může být rozděleno buď na pevné (**Obr. 31**), nebo pružné (**Obr. 32**). Pro tuto simulaci jsem zvolil ložisko pevné, aby bylo možné použít ložisko pružné celý klikový mechanismus, by musel být modelován jako pružný. [17]



**Obr. 31** Pevné kluzné ložisko [3]



**Obr. 32** Pružné kluzné ložisko [3]

### 3.2 Sestavení klikového mechanismu v MBS ADAMS-Engine

Aby bylo, možné provést spolehlivé simulace chování hydrodynamických ložisek při různých zatížení a provozních podmínkách musíme v MBS ADAMS-Engine vytvořit virtuální klikový mechanismus. Jelikož chceme dosáhnout co nejpřesnějších výsledků simulací, musíme vytvořit co nejpřesnější model, který se bude blížit, co nejvíc reálným hodnotám které panují u normálního motoru. Aby software mohl řešit dynamické problémy, musí jednotlivé komponenty obsahovat informaci o hmotnosti, momentech setrvačnosti, modulu pružnosti v tahu a součiniteli příčné deformace (Poissonovo číslo). Některé tyto údaje vygeneruje software na základě geometrie. Jiné tam musíme zapsat ručně.

Při sestavování virtuálního klikového mechanismu v MBS je možné použít dva přístupy:

- První přístup je takzvaný modální. Jednotlivé součásti motoru jsou ze systému CAD importovány do MKP softwaru v něm je provedena modální analýza. Tyto modely jsou pak importovány jako součásti klikového mechanismu do MBS. Tento postup zaručuje velmi přesné výsledky simulací. Je také velmi časově a ekonomicky náročný protože je k němu potřeba více druhů softwaru.
- Druhý přístup je že využijeme základního rozhraní Adams-engine. To je přizpůsobeno pro použití tuhých komponent a lze modifikovat jen klikovou hřídel v závislosti na druhu analýzy. Geometrie jednotlivých těles je generována MBS automaticky a vychází ze zadaných vstupních dat. Jednotlivým částem je pak ze zadané hustoty a geometrie vypočtena hmotnost a momenty setrvačnosti. [17]

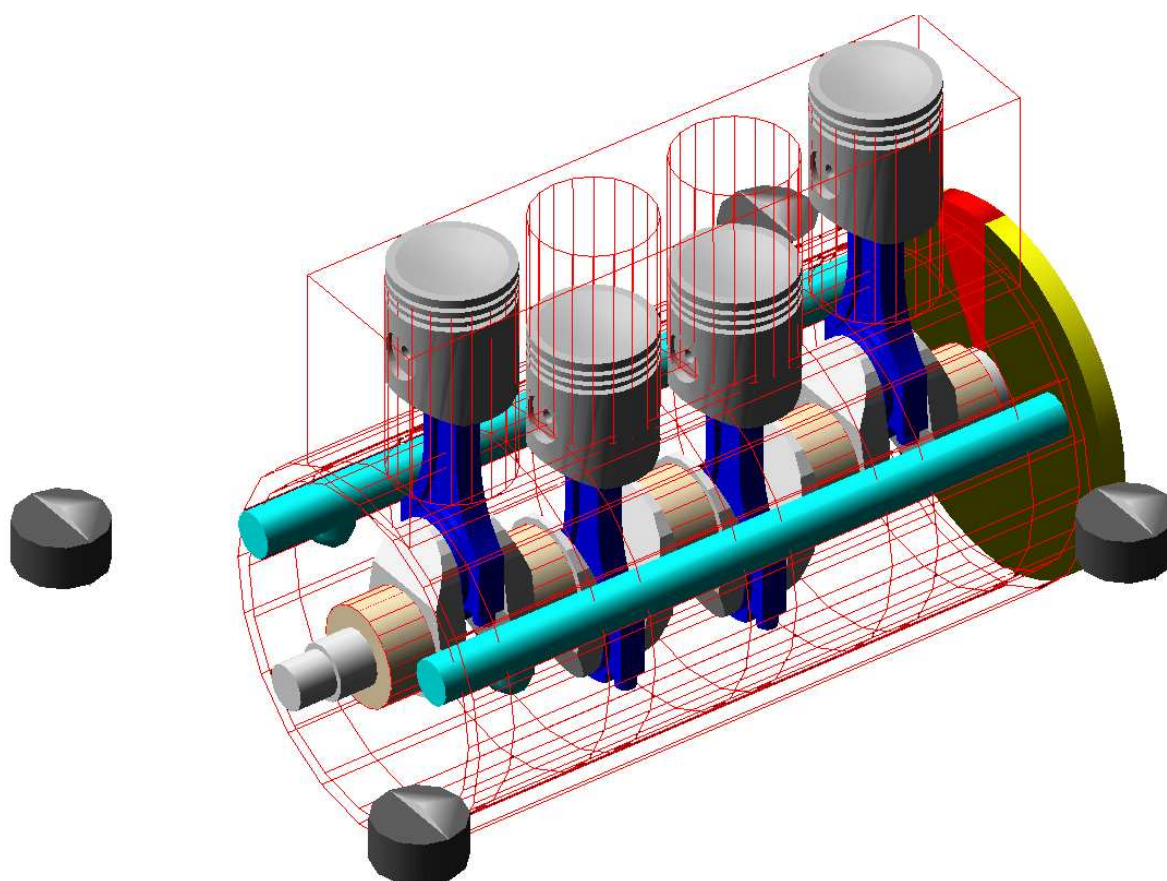
Jelikož první metoda je velice časově a softwarově náročná byl v této diplomové práci zvolen druhý přístup. Tato metoda není tak přesná ale k simulaci chování hydrodynamických kluzných ložisek je postačující.

#### 3.2.1 Rozměry pro sestavení klikového mechanismu

Při návrhu klikového mechanismu jsem vycházel z již existujícího vznětového čtyřválcového motoru. Z něho byly převzaty základní rozměry a pomocí nich jsem vygeneroval řadový vznětový čtyřválec. Tento vygenerovaný mechanismus (**Obr. 33**) se skládá z bloku motoru, klikového hřídele, čtyř pístů, čtyř pístních čepu, čtyř ojnic, dvou vyvažovacích hřídelí a setrvačníku. K rámu je upevněn pomocí čtyř zavěšení. Rotující části spojují ložiska. Zde jsou základní rozměry použité při generování klikového mechanismu:



- Vrtání válce-  $\varnothing 105$  mm
- Zdvih - 120 mm
- Výška pístu- 122,2 mm
- Kompresní výška pístu - 70,4 mm
- Rozteč válců – 136 mm
- Vzdálenost středů ok ojníc – 215 mm
- Vnitřní průměr pístního čepu -  $\varnothing 21$  mm
- Průměr pístního čepu -  $\varnothing 40$  mm
- Délka pístního čepu -88 mm
- Vnitřní vzdálenost nálitků v pístu – 43,5 mm
- Průměr ojnicního ložiska klikového hřídele -  $\varnothing 66$  mm
- Šířka ložiskové pánve ojnicního ložiska – 40 mm
- Průměr hlavního ložiska klikového hřídele –  $\varnothing 88$  mm
- Šířka ložiskové pánve hlavního ložiska – 44 mm



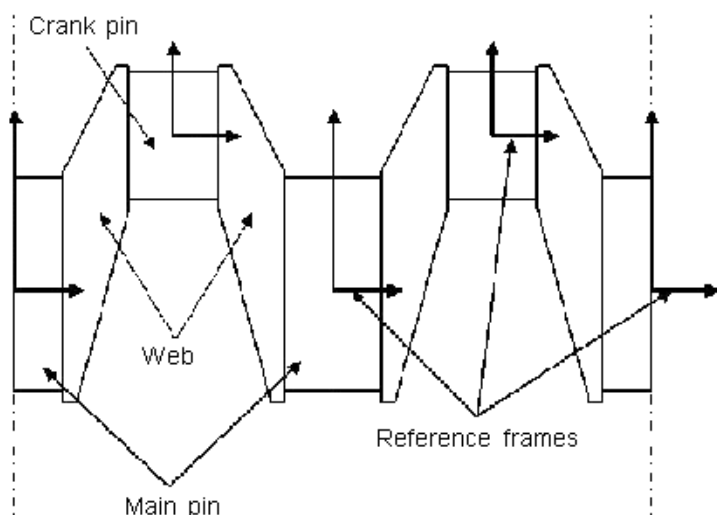
**Obr. 33** Virtuální model klikového mechanismu



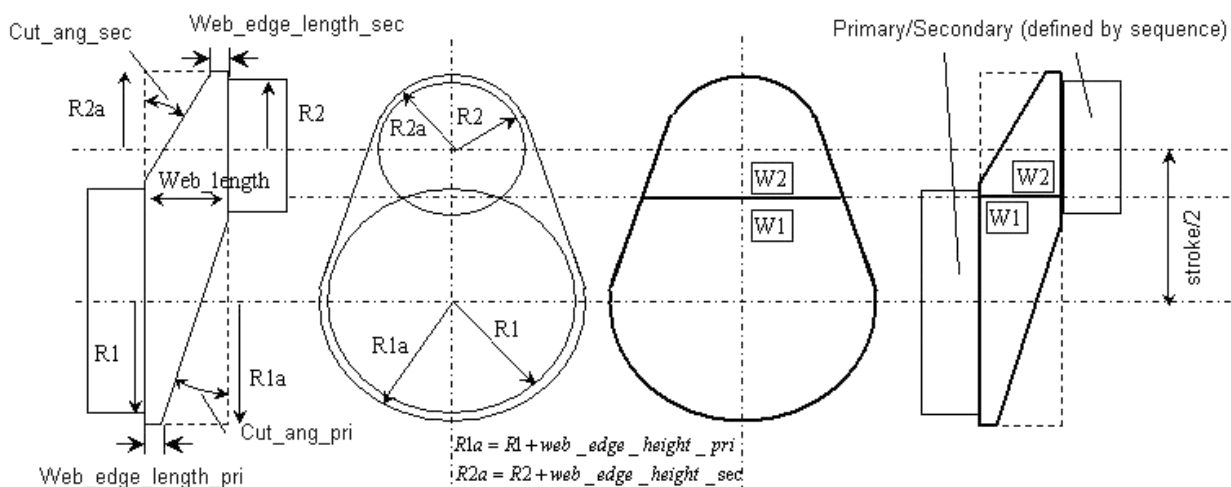
### 3.2.2 Kliková hřídel v MBS ADAMS-Engine

Kliková hřídel se v MBS softwaru ADAMS-Engine skládá se ze čtyř součástí: hlavního čepu, ojničního čepu, ramene kliky a hřídelových sekcí. Části jsou parametrizovány částečně na hodnoty obsažené ve vlastním souboru a částečně do parametrické šablony a hodnotám z globálních dat komponent. [17]

Geometrie pro všechny typy klikových hřídelů jsou stejné. Hlavní části, díly čepů a sekce hřídelů jsou zastoupeny pouze jako válce definované průměrem a délkou (**Obr. 34**). Rameno kliky je definováno na (**Obr. 35**).



**Obr. 34** Geometrie klikové hřídele [17]

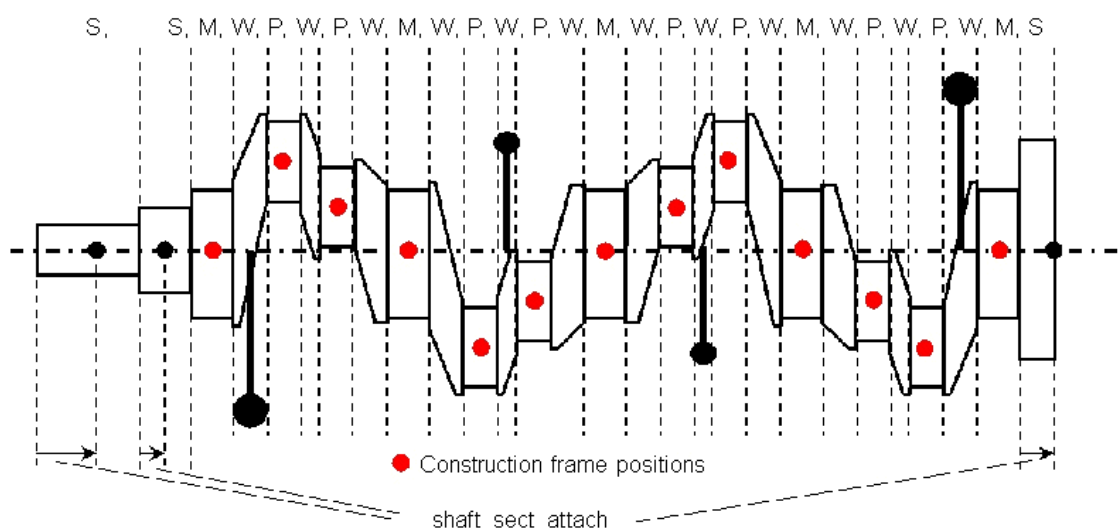


**Obr. 35** Geometrie ramena kliky [17]

Sekvence definuje uspořádání součástí na klikové hřídeli. Jedná se o řetězec, který je definován písmeny: S,M,P, a W. Jednotlivá písmena znamenají: [17]

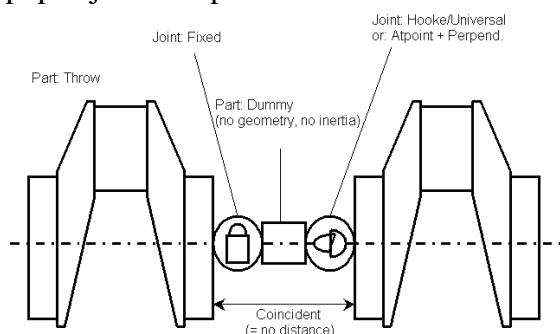
- S (shaft) – hřídelová sekce
- M (main) - hlavní čep
- P (pin) – ojnicí čep
- W (web) rameno kliky

Následující obrázek (**Obr. 36**) ukazuje příklad sekvence, která obsahuje tři hřídelové sekce. Dvě hřídelové sekce jsou připojeny na začátku klikové hřídele a slouží k upevnění řemenice nebo tlumiče torzních kmitů nebo řetězového kola. Další hřídelové sekce je umístěna na konci hřídele a slouží k umístění setrvačníku.

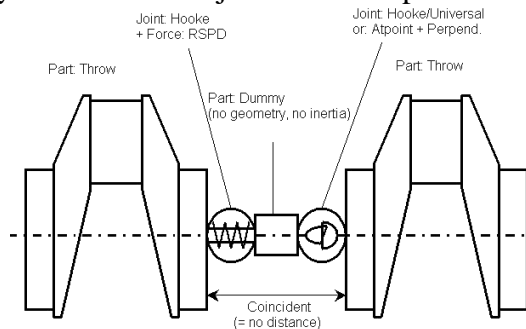


**Obr. 36** Kliková hřídel v Adams-Engine [17]

Při simulování různých provozních podmínek hydrodynamických ložisek jsem použil dva typy klikové hřídele. První typ je znázorněný na (Obr. 34) jedná se o tuhou hřídel. Druhý typ je na (Obr. 35) jedná se o torzně pružnou klikovou hřídel. Dynamické chování hřídele lépe popisuje torzně pružná kliková hřídel. Vliv na výsledek simulací je ukázán v kapitole....



**Obr. 37** Tuhá kliková hřídel



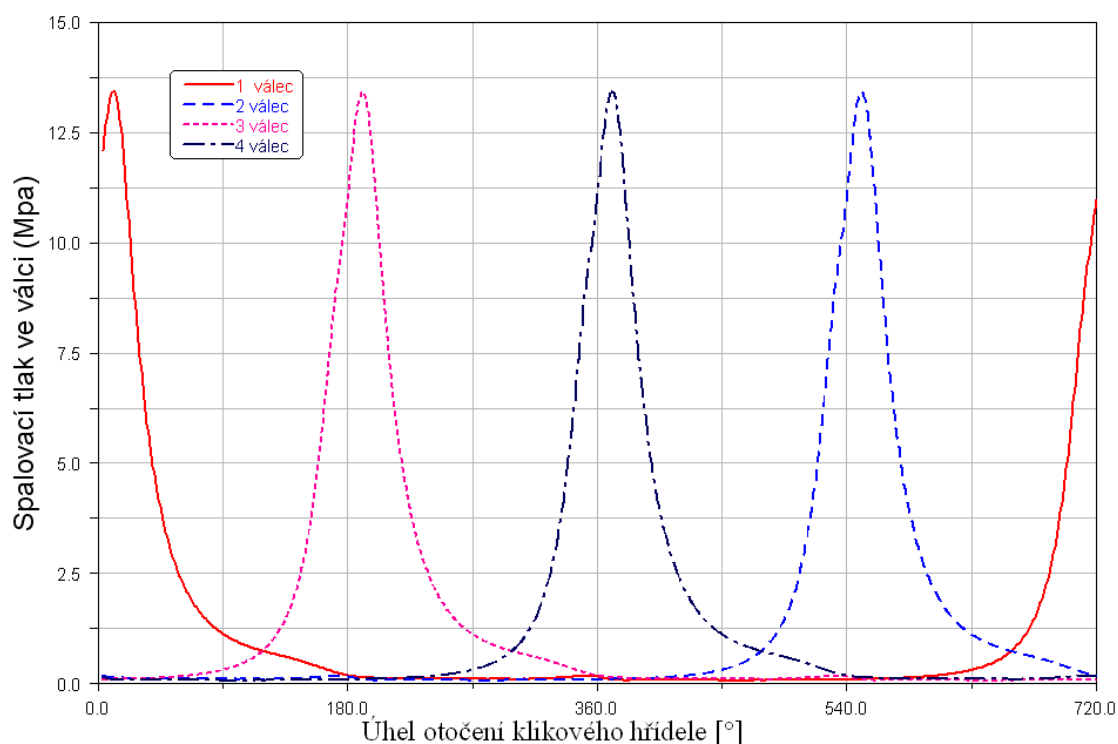
**Obr. 38** Torzně pružná kliková hřídel

### 3.3 Pořadí zapálení válců

Pořadí zapalování válců je voleno z již existujícího motoru. Toto pořadí je optimalizované s ohledem na vyvážení setrvačných hmot posuvných částí. Momenty druhého řádu jsou zde vyváženy pomocí dvou vyvažovacích hřídelí. Pořadí zapalování jsem volil 1-3-4-2

### 3.4 Zatížení klikového mechanismu

Zatížení klikového mechanismu je provedeno pomocí síly od tlaku plynů, které působí na každý píst. Velikost tlaku je převzata z existujícího čtyřválcového motoru. Spalovací tlaky (Obr. 39) jsou pro maximální otáčky motoru  $2200 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 39 Spalovací tlaky ve válcích

## 4 Chování hydrodynamických ložisek při různých pracovních podmínkách

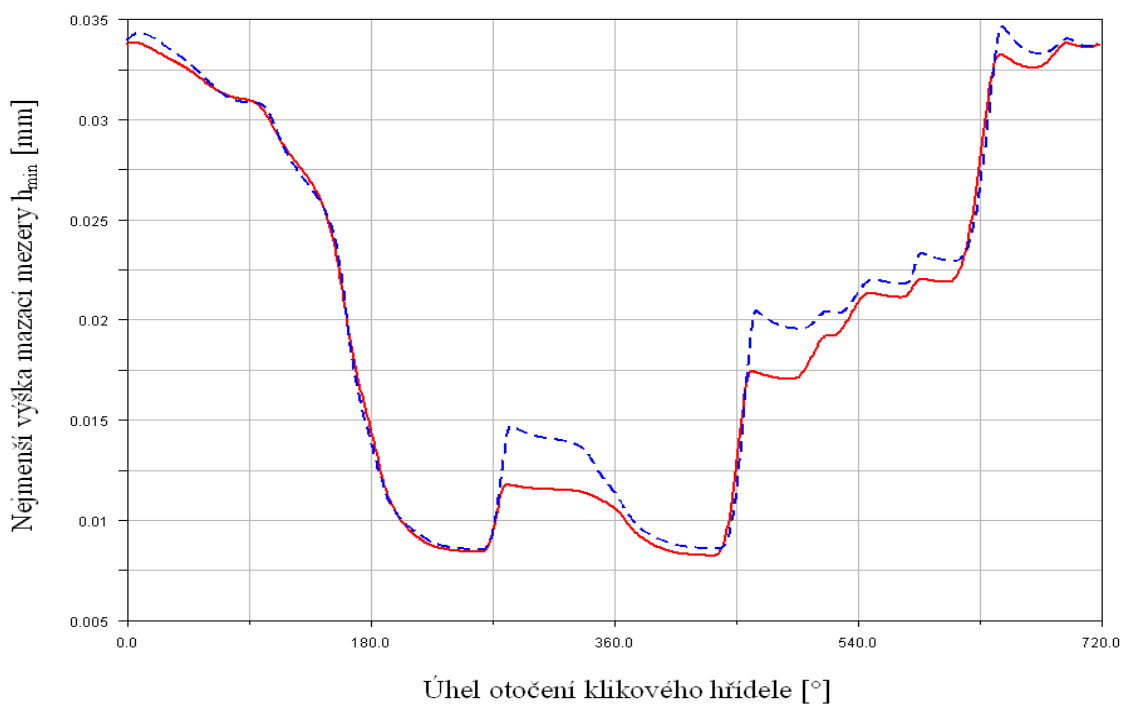
Pomocí multibody systému ADAMS-Engine jsem sestrojil virtuální klikový mechanismus, který je použit u všech druhů simulací. Výsledky těchto simulací ukazují, jak se chovají jednotlivé ložiska při různých provozních podmínkách. Výsledky jsou podrobně ukázány v jednotlivých kapitolách. Počátky všech hodnot a trajektorií jsou vztaženy vždy k prvnímu válci a hodnota  $0^\circ$  je počátek sacího zdvihu prvního válce.

## 4.1 Porovnání dvou typů klikových hřídelí na výšku mazací mezery při různých otáčkách

V těchto simulacích je porovnán vliv typu klikové hřídele na výšku minimální mazací mezery v ložisku  $h_{\min}$  v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Jsou zde porovnány tuhá a torzně pružinová kliková hřídel. Simulace jsou prováděny při volnoběžných otáčkách  $800 \text{ min}^{-1}$ , v otáčkách pro  $1100 \text{ min}^{-1}$ , maximální moment  $1480 \text{ min}^{-1}$  a pro maximální otáčky  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Veličiny, které jsou neměnné po dobu simulací je viskozitní třída oleje 15W-40. Počet kroků v simulaci je 1 krok na jeden stupeň otočení klikového hřídele. Pro ustálení mechanismu je použito 5 cyklů otočení klikového hřídele.

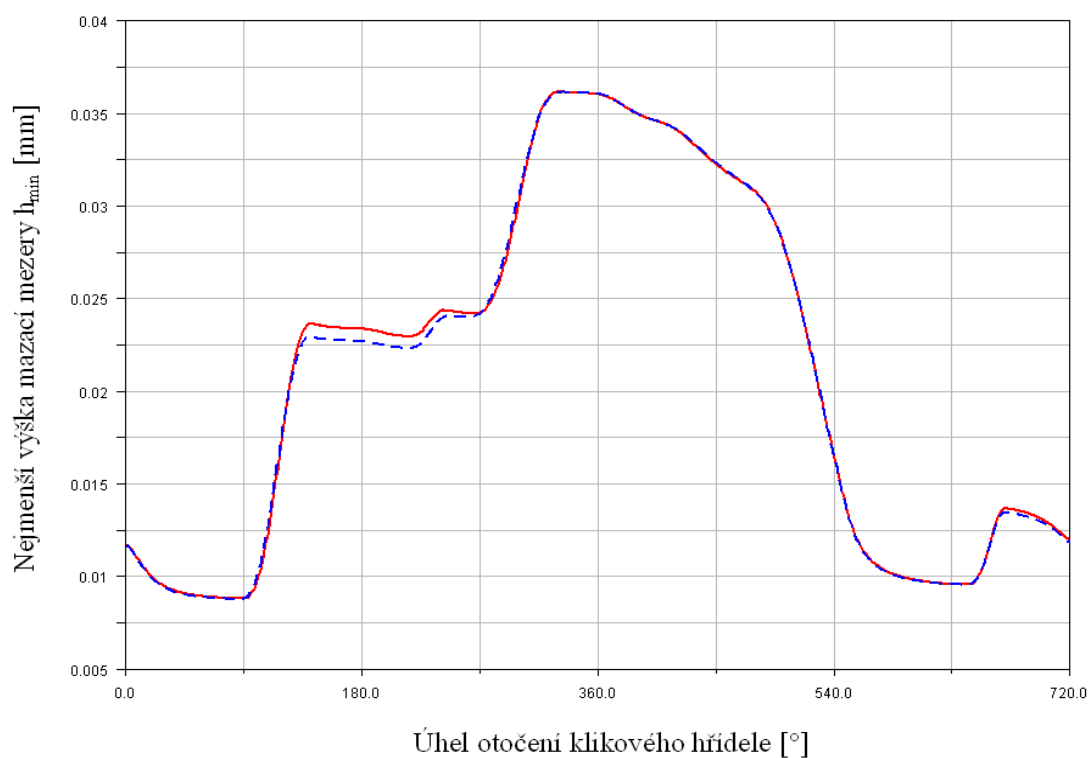
### 4.1.1 Hlavní hydrodynamická ložiska

Je zde použit 3D model hydrodynamického ložiska. Porovnání je použito pro ložiska, které vykazují minimální hodnotu mazací mezery při daných otáčkách.



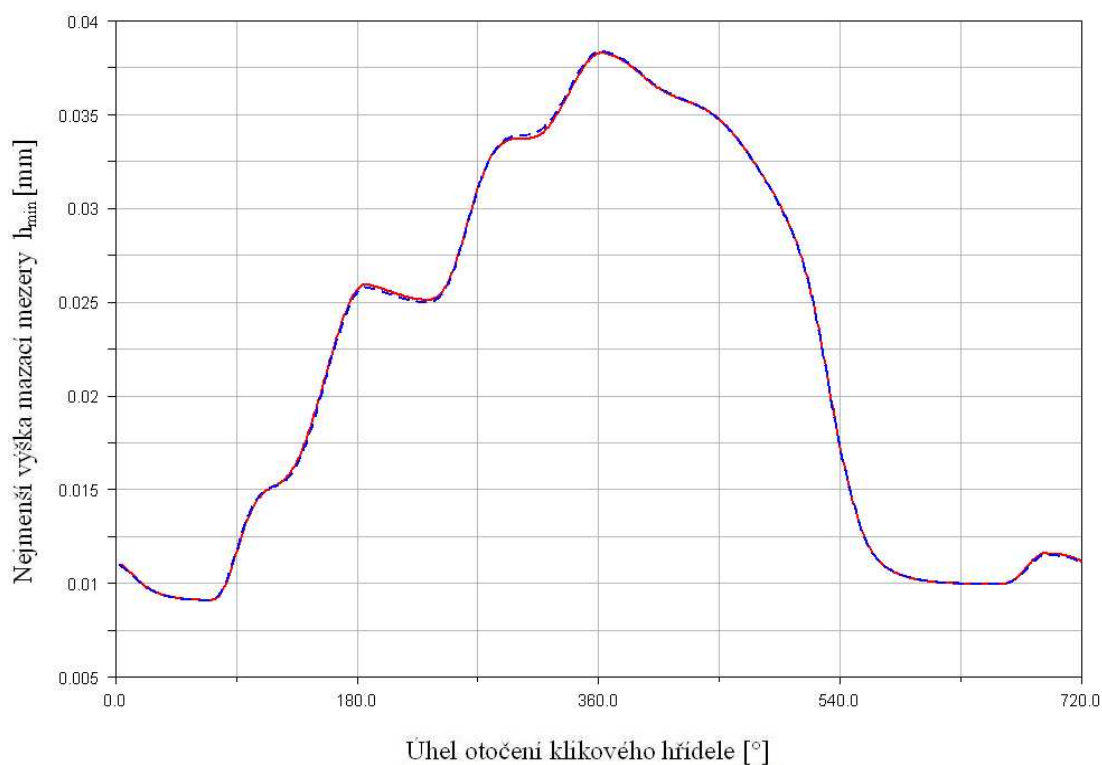
**Obr. 40** Minimální výška mazací mezery čtvrtého hlavního ložiska: otáčky  $800 \text{ min}^{-1}$

■ Tuhá kliková hřídel ■ Torzně pružná kliková hřídel

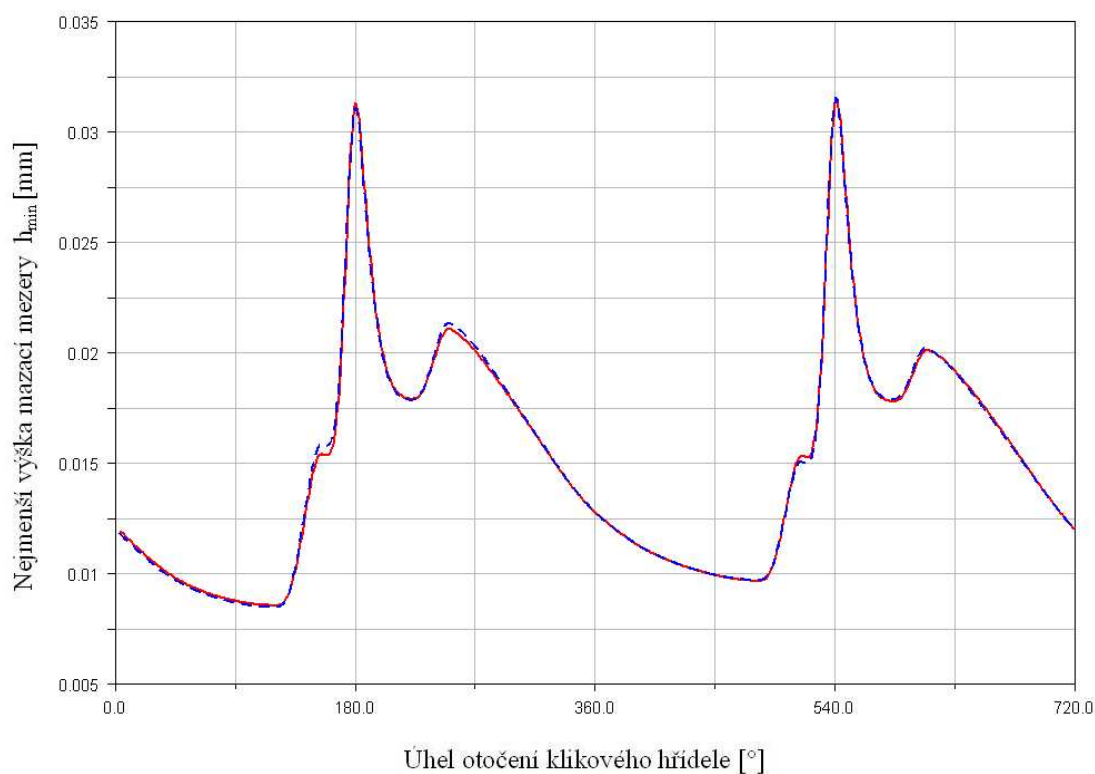


**Obr. 41** Minimální výška mazací mezery druhého hlavního ložiska: otáčky  $1100 \text{ min}^{-1}$

■ Tuhá kliková hřídel  
■ Torzně pružná kliková hřídel



**Obr. 42** Minimální výška mazací mezery druhého hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr.43** Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska: otáčky  $2200 \text{ min}^{-1}$

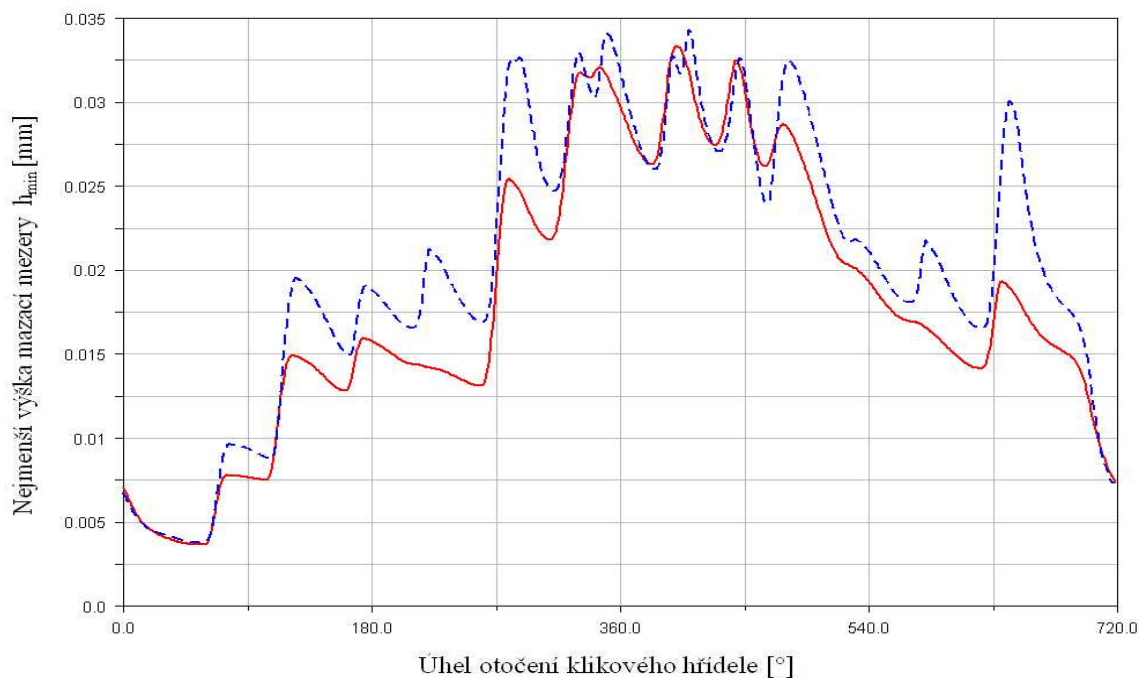
■ Tuhá kliková hřídel  
■ Torzně pružná kliková hřídel

### Závěr:

Porovnáním grafů zjistíme, že nejmenší výška mazací mezery je při volnoběžných otáčkách motoru  $800 \text{ min}^{-1}$ . U otáček  $1480 \text{ min}^{-1}$  a  $1100 \text{ min}^{-1}$  má nejmenší výšku mazací mezery druhé hlavní ložisko. Tyto otáčky jsou ideální pro provoz motoru. Při maximálních otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  je nejmenší výška mazací mezery na třetím hlavním ložisku. U vysokých otáček dochází ke zmenšování výšky mazací mezery a k většímu namáhání ložisek což je nežádoucí.

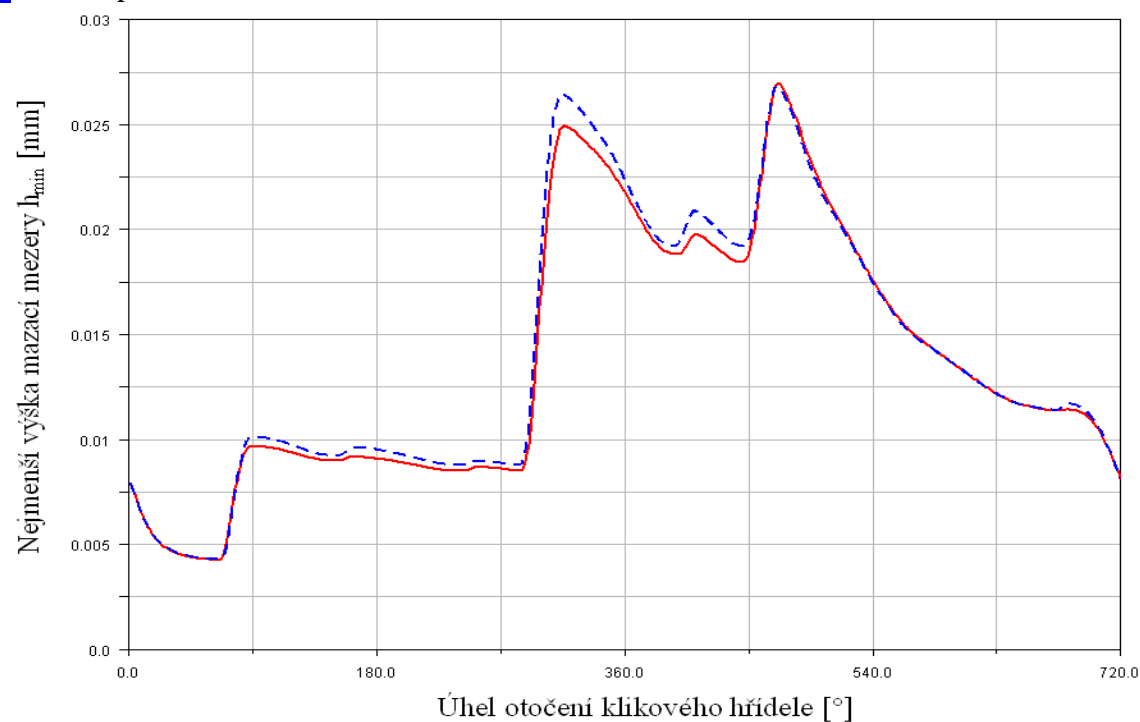
### 4.1.2 Ojniční hydrodynamická ložiska

Zde byl použit 2D model hydrodynamických ložisek. Ostatní vstupní hodnoty jsou stejné jako u hlavních ložisek. Porovnání je použito vždy u prvního ojničního ložiska.

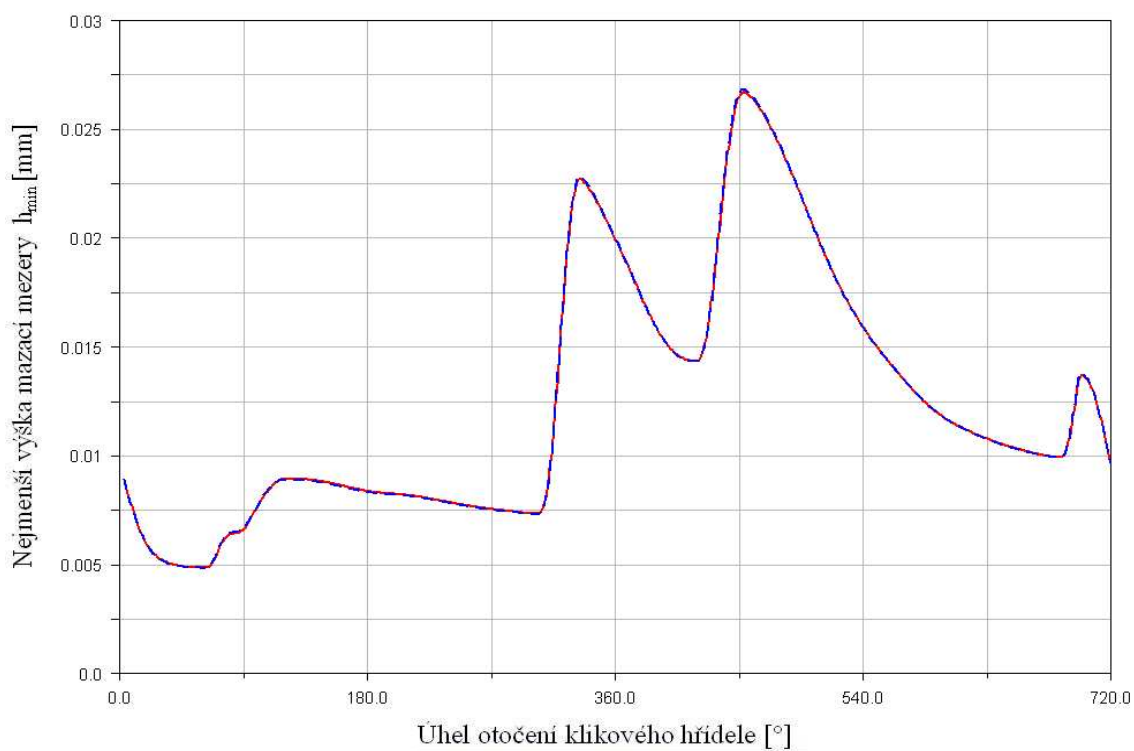


**Obr. 44** Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska: otáčky  $800 \text{ min}^{-1}$

■ Tuhá kliková hřídel  
■ Torzně pružná kliková hřídel

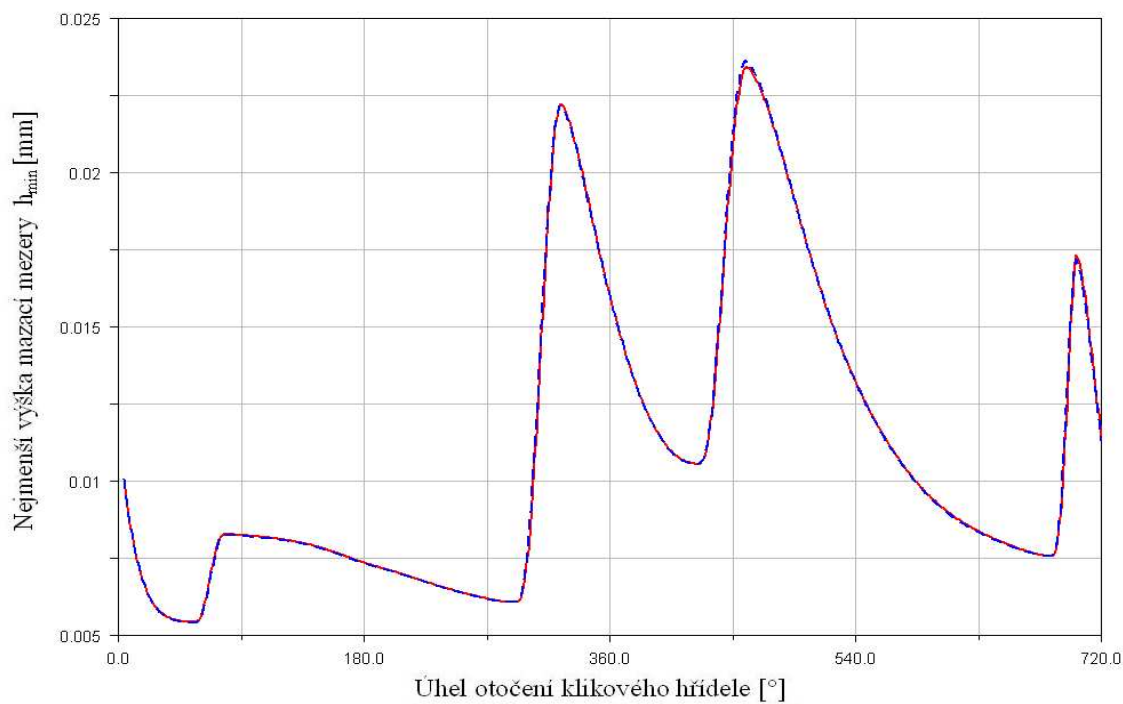


**Obr. 45** Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska: otáčky  $1100 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 46** Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska: otáčky 1480 min<sup>-1</sup>

■ Tuhá kliková hřídel  
■ Torzně pružná kliková hřídel



**Obr. 47** Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska: otáčky 2200 min<sup>-1</sup>



### **Závěr:**

Při porovnání grafů dojdeme k zjištění, že nejmenší výška mazací mezery je u ojnicního ložiska při  $800 \text{ min}^{-1}$  což jsou otáčky volnoběhu. Při zvyšujících se otáčkách dochází ke zvětšování minimální mazací mezery a k lepšímu chodu ložiska. Vliv torzního a pevného hřídele je zanedbatelný kromě  $800 \text{ min}^{-1}$  kde můžeme pozorovat odlišný průběh změny  $h_{\min}$  v závislosti na otočení klikového hřídele.

## **4.2 Vliv viskozity oleje na minimální výšku mazací mezery**

### **4.2.1 Viskozita olejů**

Motorový olej je technologicky velmi složitý výrobek, jehož vlastnosti jsou klasifikovány řadou technických parametrů. Pro výběr optimálního motorového oleje z hlediska konečného uživatele jsou důležité především tyto dva základní specifikace: Viskozitní a výkonová.

Viskozita (neboli míra vnitřního tření) mazacího oleje není konstantní veličina, ale závisí na okolních podmínkách. Během činnosti motoru dochází ke změnám teploty a tlaku a je žádoucí, aby se viskozita oleje za těchto podmínek měnila co nejméně. Závislost viskozity oleje na teplotě je vyjádřena tzv. viskozitním indexem (VI). Čím vyšší je hodnota VI, tím méně se mění viskozita při změnách teploty v motoru. Viskozitní index se uvádí v katalozích výrobců automobilových maziv. Pro běžné označení viskozitních vlastností motorového oleje se používá výhradně klasifikace SAE (Society of Automotive Engineers, USA). Tato norma používá pro klasifikaci olejů 6 zimních tříd označených číslem a písmenem "W" (z angl. Winter) a 5 letních tříd označených číslem. Číslo je bezrozměrné a nevyjadřuje vztah k žádné fyzikální veličině. Přesto je jistou analogií k viskozitě. Čím je tedy jeho hodnota vyšší, tím je i takto označený olej za dané teploty viskóznější.

Jednotlivé třídy olejů značíme podle normy SAE J300.

Zimní třídy\*: OW, 5W, 10W, 15W, 20W a 25W

Letní třídy\*: 20, 30, 40, 50 a 60

\*) norma SAE J300

- **Zimní označení** vymezuje tzv. "startovatelnost" motoru při nízkých teplotách. Obecně platí, že čím nižší je číslo zimní třídy, tím nižší může být teplota okolí při zachování tekutosti oleje dostatečné pro snadné spuštění motoru, tzn. olej není příliš viskózní ("hustý"). Oleje OW umožňují bezproblémové startování motoru i při teplotách pod  $-50^{\circ} \text{C}$ , oleje 5W při teplotách okolo  $-40^{\circ} \text{C}$  atd. (platí pouze orientačně, tento údaj závisí do značné míry také na typu a velikosti motoru).

- **Letní označení** garantuje dostatečnou viskozitu oleje za vysokých letních teplot. Obecně platí, že čím vyšší je číslo letní třídy, tím vyšší může být teplota okolí při zabezpečení dostatečného mazání motoru, tzn. olej není příliš nízkoviskózní, což by zapříčinilo trhání mazacího filmu. V praxi se ukázalo, že pro evropské klimatické podmínky jsou třídy 40, resp. 50 plně dostačující, oleje třídy 60 mohou zapříčinit mírné snížení výkonu motoru. [9]

V současné době se prakticky výhradně používají tzv. vícestupňové ("multigrade") motorové oleje, které umožňují celoroční bezpečné mazání motoru za rozmanitých klimatických podmínek. Označují se kombinací zimní a letní třídy, typické jsou např.: OW-40, 5W-40 nebo 5W-50, 10W-40 a 15W-40 [9]

Viskózní třída SAE	Viskozita ve studeném stavu		Viskozita při 100°C		HTHS 150°C
	max. viskozita [mPa.s]	*hraniční čerpací teplota [°C]	minimální viskozita [mm <sup>2</sup> /s]	maximální viskozita [mm <sup>2</sup> /s]	minimální viskozita [mPa.s]
0W	6200 při -35°C	-40	3,8	-	-
5W	6600 při -30°C	-35	3,8	-	-
10W	7000 při -25°C	-30	4,1	-	-
15W	7000 při -20°C	-25	5,6	-	-
20W	9500 při -15°C	-20	5,6	-	-
25W	13000 při -10°C	-15	9,3	-	-
20	-	-	5,6	< 9,3	2,6
30	-	-	9,3	< 12,5	2,9
40	-	-	12,5	< 16,3	2,9**
40	-	-	12,5	< 16,3	3,7***
50	-	-	16,3	< 21,9	3,7
60	-	-	21,9	< 26,1	3,7

Poznámka:  
 \* - teplota, při níž je viskozita 60000 [mPa.s]  
 \*\* - platí pro 0W40, 5W40, 10W40  
 \*\*\* - platí pro 15W40, 20W40, 25W40, 40

**Obr. 48** Rozdělení viskozity podle normy SAE J300 [10]

## 4.2.2 Volba viskozity oleje

Zařazování oleje do viskózní třídy SAE a ISO-VG je prováděno na základě měření viskozity u nového, nepoužitého oleje. Avšak již několik desítek hodin provozu může změnit viskozitu použitého oleje. Olej může intenzívním mícháním snížit svoji viskozitu nebo vlivem oxidace svoji viskozitu zvýšit. Změna viskozity může být i tak významná, že se olej dostane do jiné viskózní třídy SAE nebo ISO-VG. To může mít velice nepříznivý dopad na trvanlivost zařízení, které je olejem mazáno.

Bez ohledu na to, jaký olej používáte, je ideální viskozita ta, která zabezpečí ideální mazání, minimální opotřebení a spotřebu síly na překonání viskozity maziva. Je určena kombinací:

- a) Teploty
- b) Zatížení
- c) Rychlosti

Pokud dojde ke změně některého z těchto parametrů, mazání již není ideální.

#### **a) Vliv teploty na výběr viskozity**

Výběr vhodné viskozity oleje závisí na jeho provozní teplotě. Čím je provozní teplota vyšší, tím vyšší musí být viskozita použitého oleje (jinak by došlo k neúměrnému ztenčení mazacího filmu a zhoršení mazání). Proto musí být například jednorozsahový olej SAE 30 nahrazen olejem SAE 20 pokud dojde ke snížení provozní teploty a naopak SAE 40 nebo SAE 50 pokud dojde ke zvýšení provozní teploty.

#### **b) Vliv zatížení na výběr viskozity**

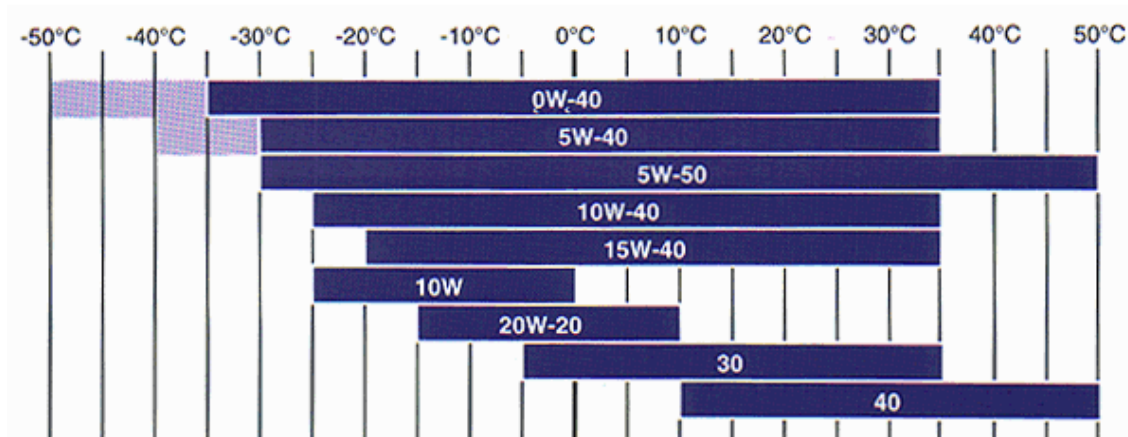
Vhodná viskozita oleje závisí na zatížení oleje. Čím je zatížení vyšší, tím je vyžadována vyšší viskozita oleje (vyšší viskózní třída). Proto může být pro motor, pro který je předepsán normálně olej SAE 30 v režimu vysokého zatížení použit olej SAE 40 nebo SAE 50.

#### **c) Vliv rychlosti na výběr viskozity**

Se vzrůstající rychlostí vzájemného pohybu mazaných ploch se olej dostává obtížněji do mazacího prostoru a je z něj rychleji vytlačován. Čím je vzájemná rychlost pohybujících se ploch vyšší, tím musí být viskozita použitého oleje nižší. Proto například vysokootáčkové motory a převodovky vyžadují oleje s nižší viskozitou než nízkootáčkové.

Vlivy změny teploty, zatížení a rychlosti se mohou někdy kompenzovat. Zvýšení zatížení motoru může být kompenzováno zvýšením otáček motoru. Například při jízdě do kopce (vzrůst zatížení - nutná vyšší viskozita) je zařazen nižší rychlostní stupeň čímž dojde ke zvýšení otáček motoru (vzrůst rychlosti - nutná nižší viskozita). Nejvhodnější viskozita zůstává v tomto případě nezměněna a je jakýmsi kompromisem.

Některé oleje s vysokým viskozitním indexem (vícerozsahové oleje u kterých se změnou teploty dochází pouze k malé změně viskozity) dokážou zabezpečit dobré mazání i při větším rozsahu změn teploty, zatížení a rychlosti a proto jsou univerzálnější a mohou být využívány ve větším množství aplikací. [9]

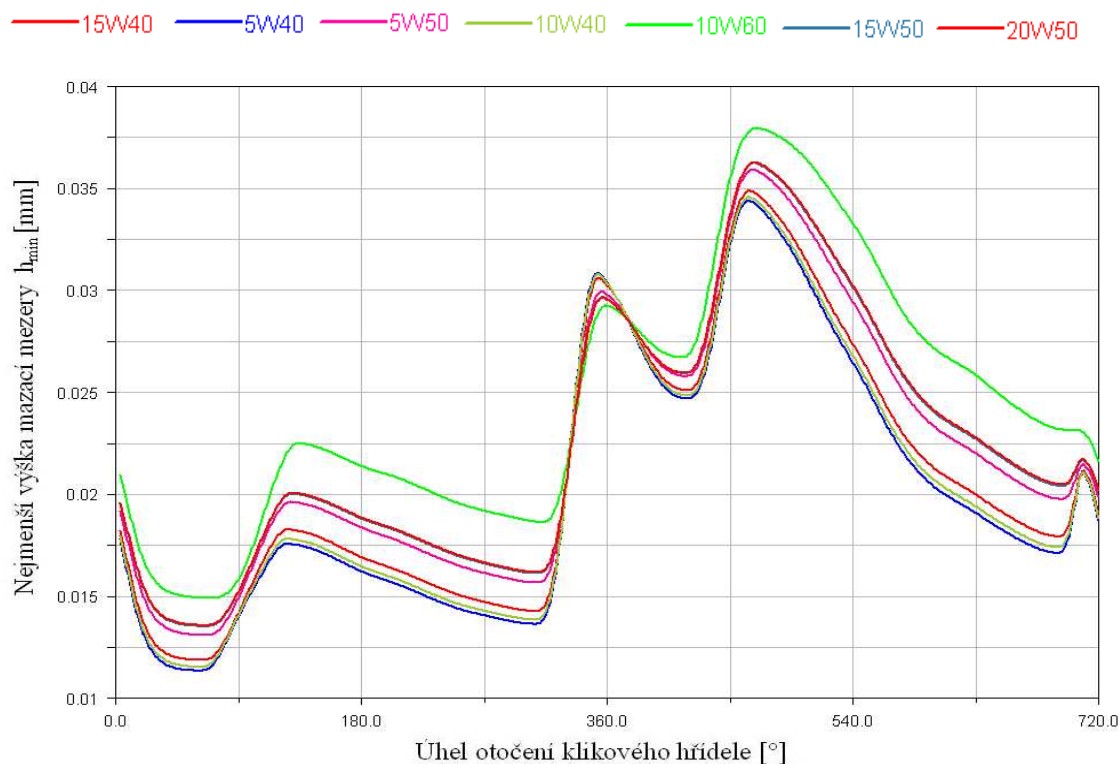


Obr.49 Viskozitní třídy SAE podle vnějších teplot [9]

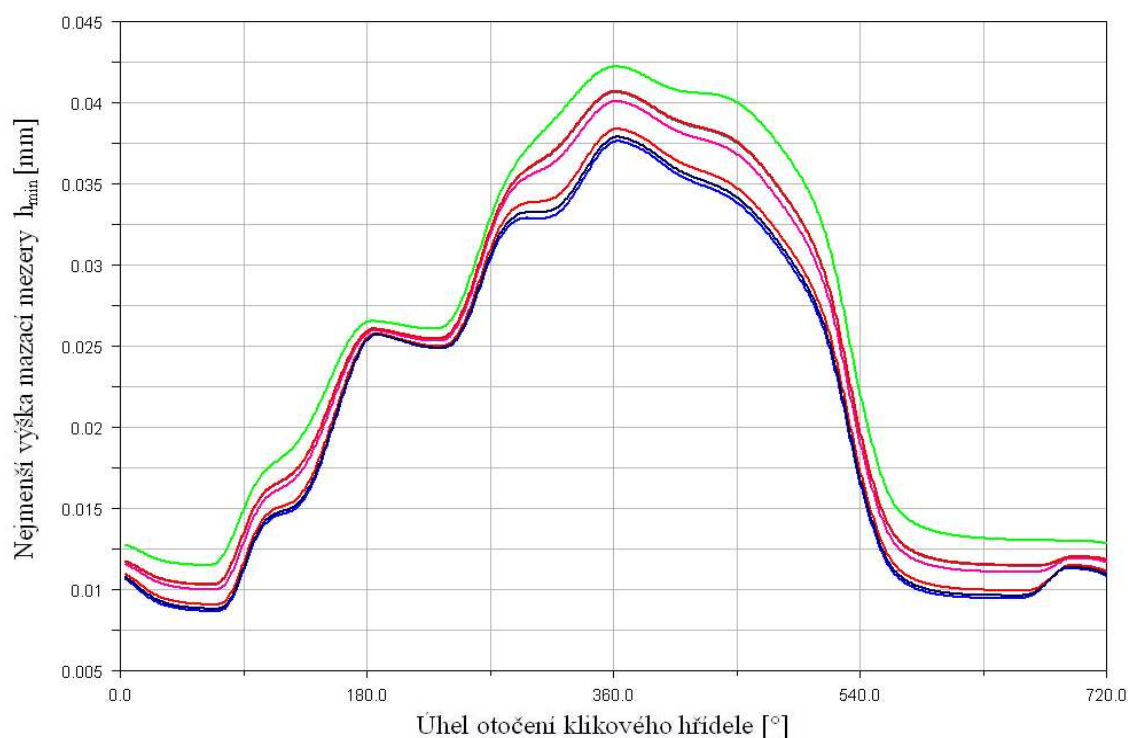
### 4.2.3 Vliv různých viskozit na minimální výšku mazací mezery $h_{\min}$

V těchto simulacích je ukázán vliv viskozitních indexů na výšku mazací mezery v ložisku. Porovnání je provedeno pro všechny hlavní ložiska při otáčkách  $1480 \text{ min}^{-1}$  a hlavní ložiska s nejmenší  $h_{\min}$  při různých otáčkách. U ojnicních ložisek je vždy zobrazeno první ložisko. Pro výpočet je použit model hlavních ložisek 3D, model ojnicních ložisek 2D. Je použita torzně pružná kliková hřídel. Počet kroků v simulaci je 1 krok na jeden stupeň otočení klikového hřídele. Pro ustálení mechanismu je použito 5 cyklů otočení klikového hřídele.

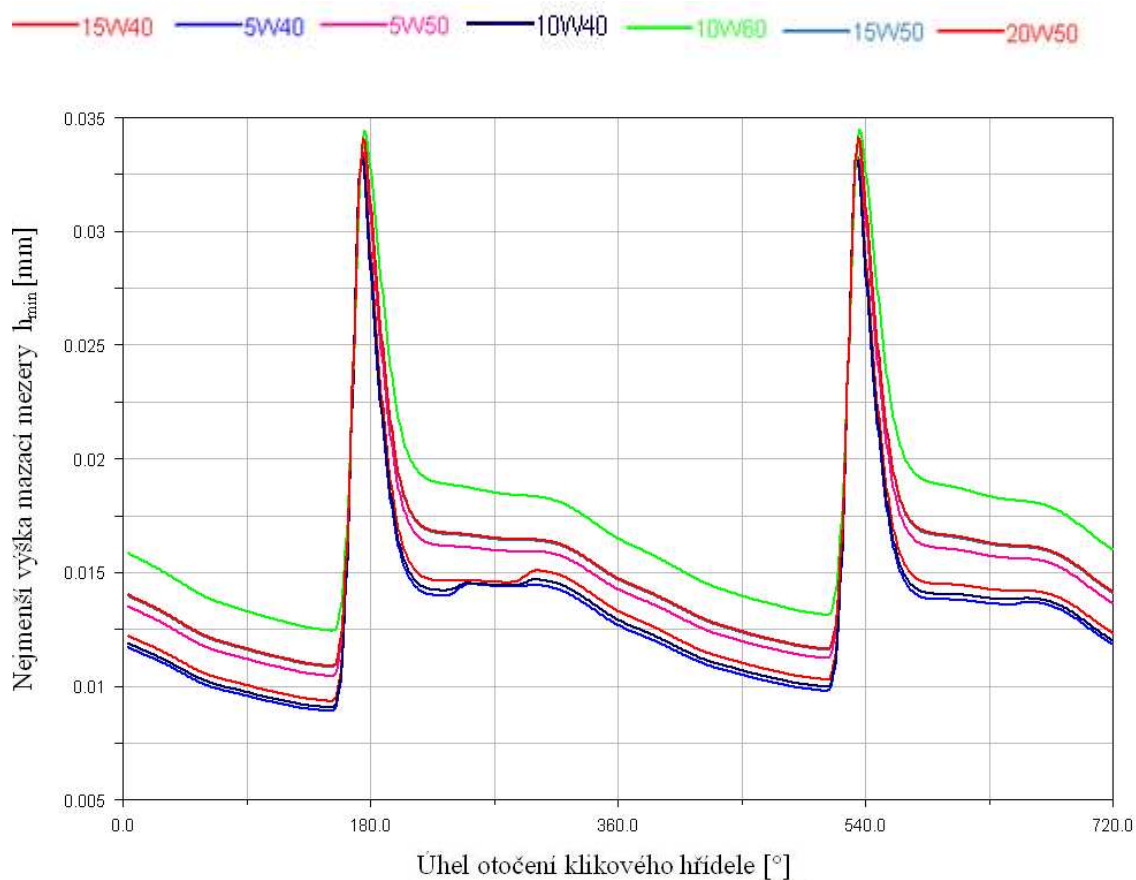
#### 4.2.3.1 Minimální výška mazací mezery pro hlavní ložiska klikového hřídele



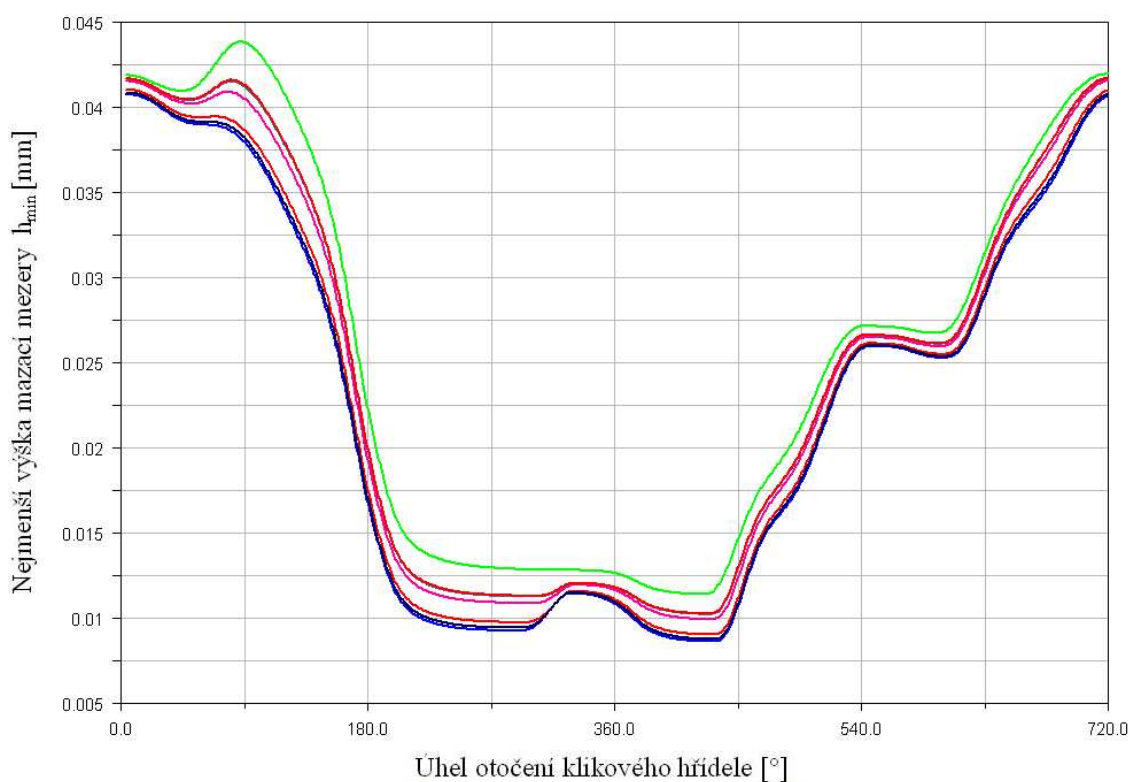
Obr. 50 Minimální výška mazací mezery prvního hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



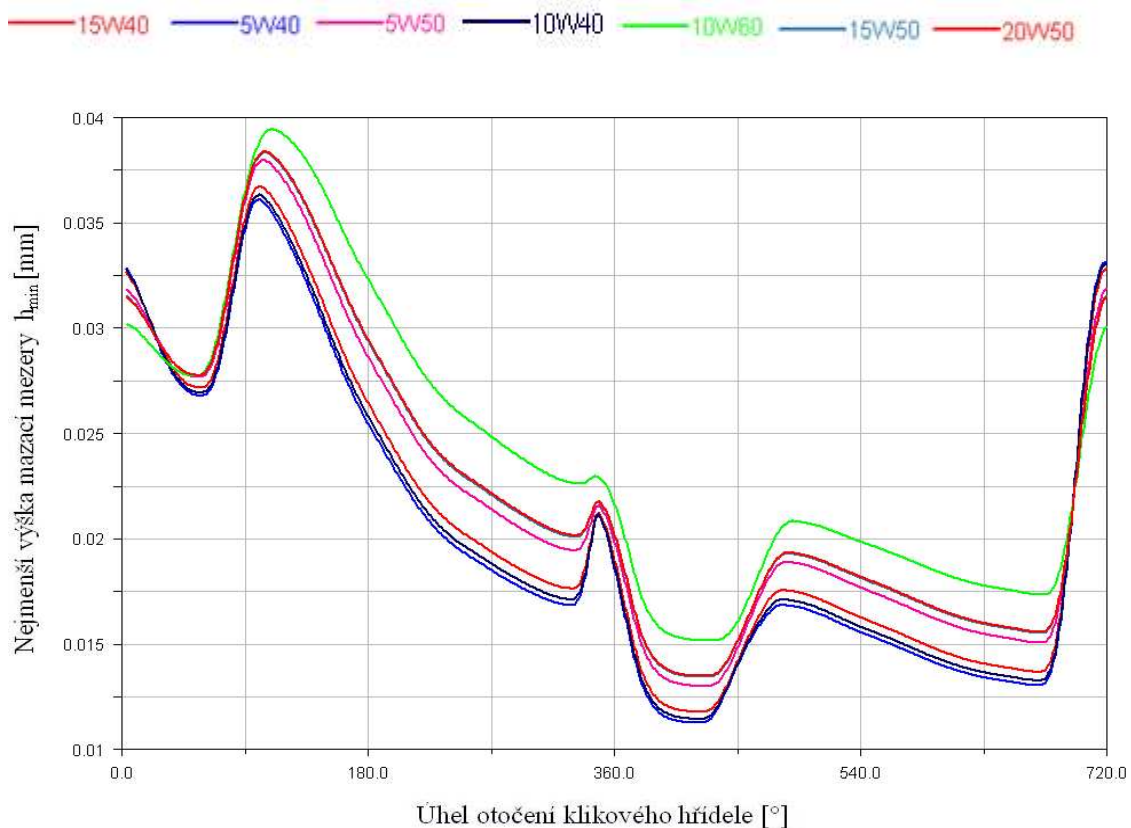
**Obr. 51** Minimální výška mazací mezery druhého hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



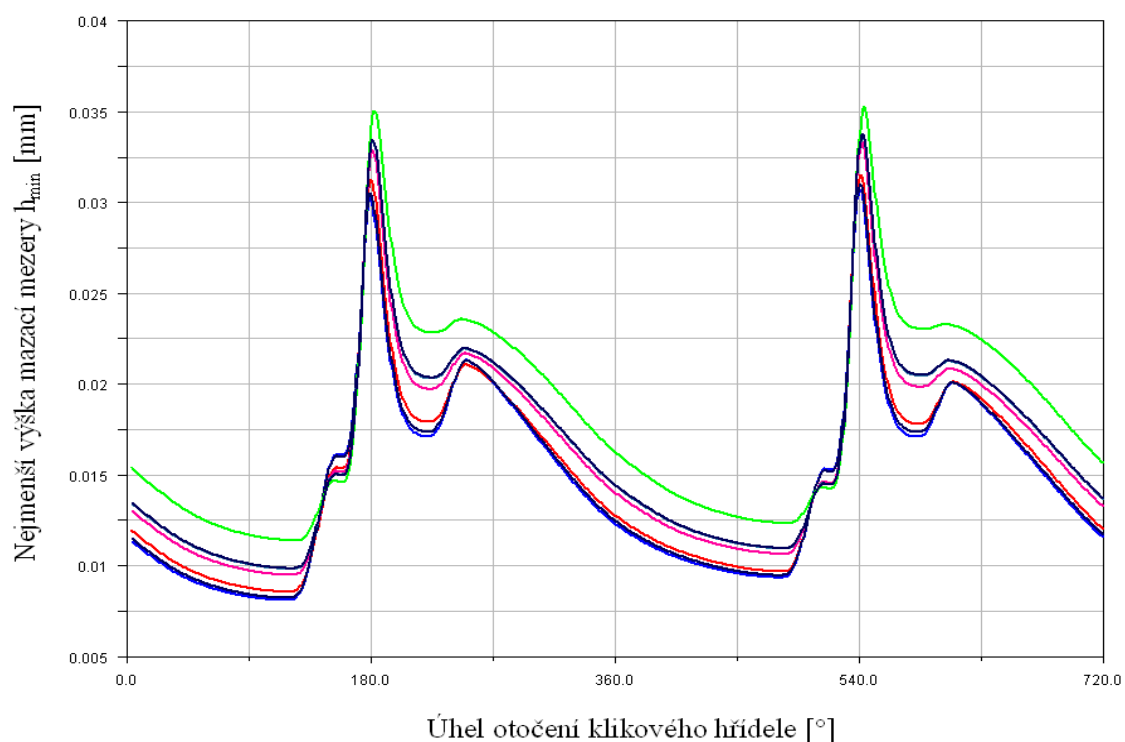
**Obr. 52** Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 53** Minimální výška mazací mezery čtvrtého hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



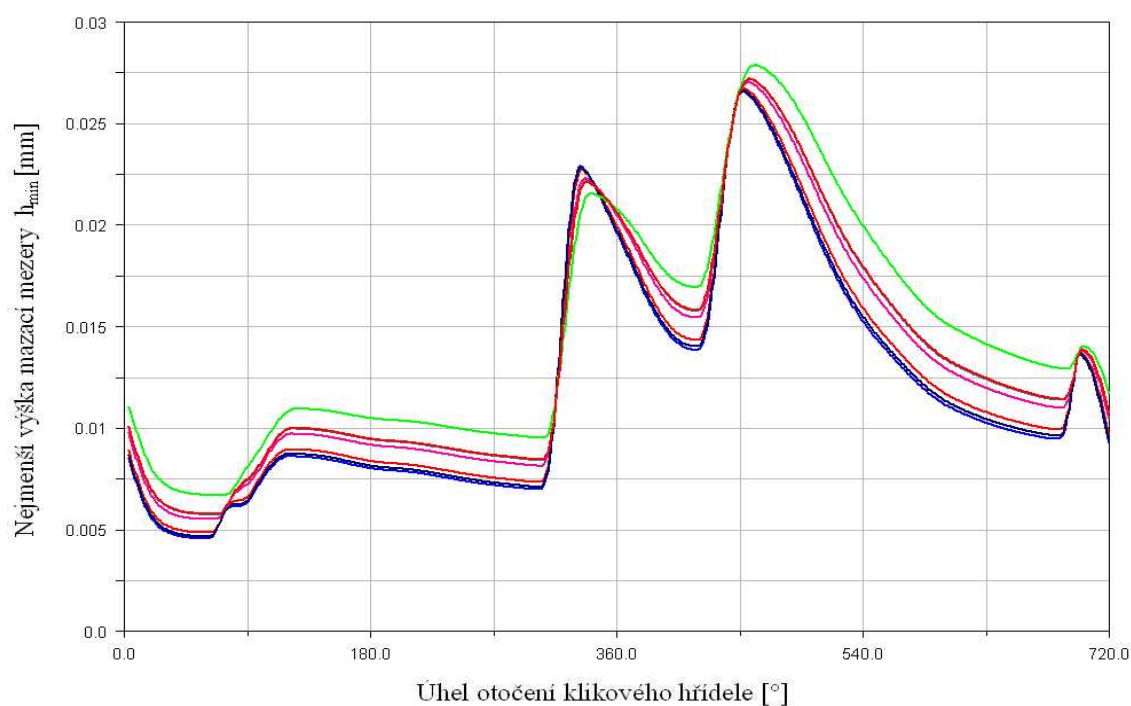
**Obr. 54** Minimální výška mazací mezery pátého hlavního ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 55** Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska: otáčky  $2200 \text{ min}^{-1}$

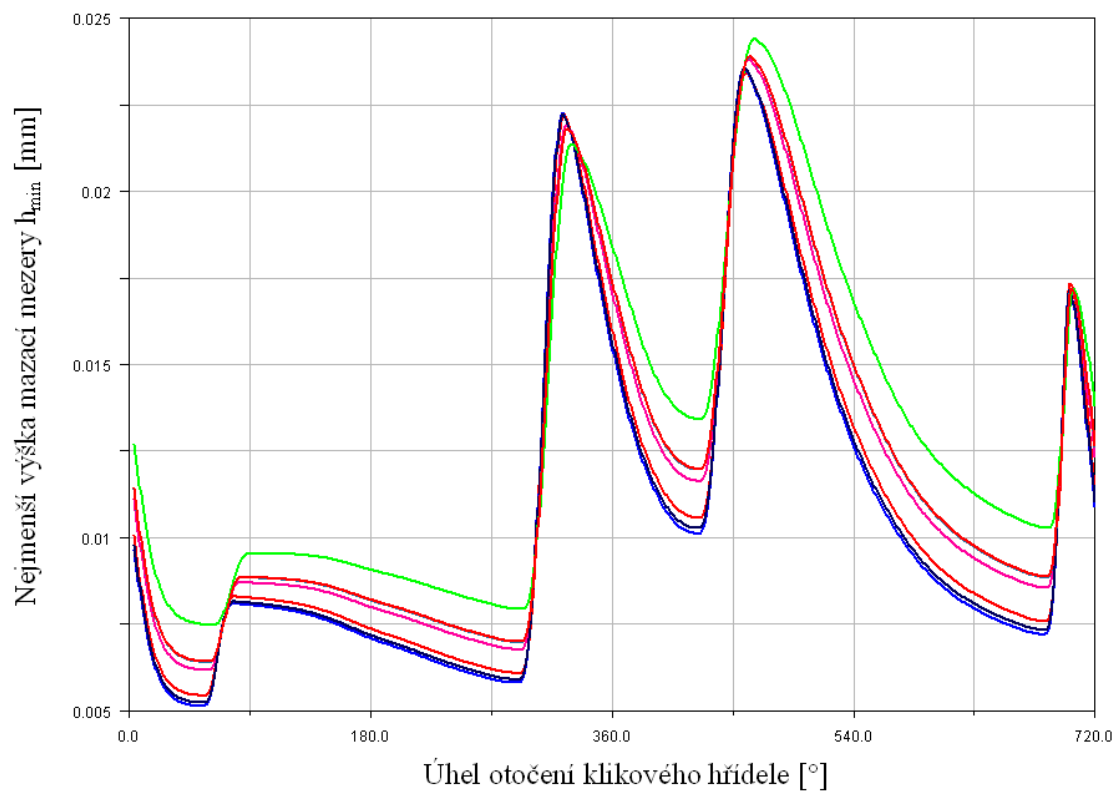
— 15W40 — 5W40 — 5W50 — 10W40 — 10W60 — 15W50 — 20W50

#### 4.2.3.2 Minimální výška $H_{\min}$ pro ojnicí ložisko klikového hřídele



**Obr. 56** Minimální výška mazací mezery prvního ojnicího ložiska: otáčky  $1480 \text{ min}^{-1}$





**Obr. 57** Minimální výška mazací mezery prvního ojnicního ložiska: otáčky  $2200 \text{ min}^{-1}$

### Závěr:

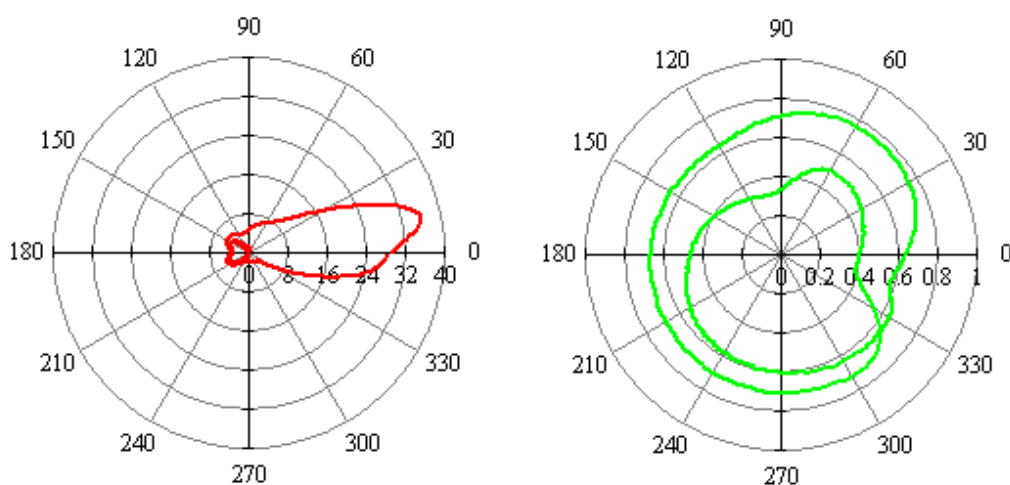
Při porovnání různých viskozitních indexů vidíme, že největší vliv na velikost mazací mezery má viskozitní index 10W60 pokud je použit dosáhneme největší výšky mazací mezery. Nejmenší výšku mazací mezery dostaneme, pokud použijeme olej s viskozitním indexem 5W40. Na zvolení správné viskozity oleje potřebujeme mnoho vstupních informací a je důležité zvolit kompromis, který bude vyhovovat všem požadavkům.



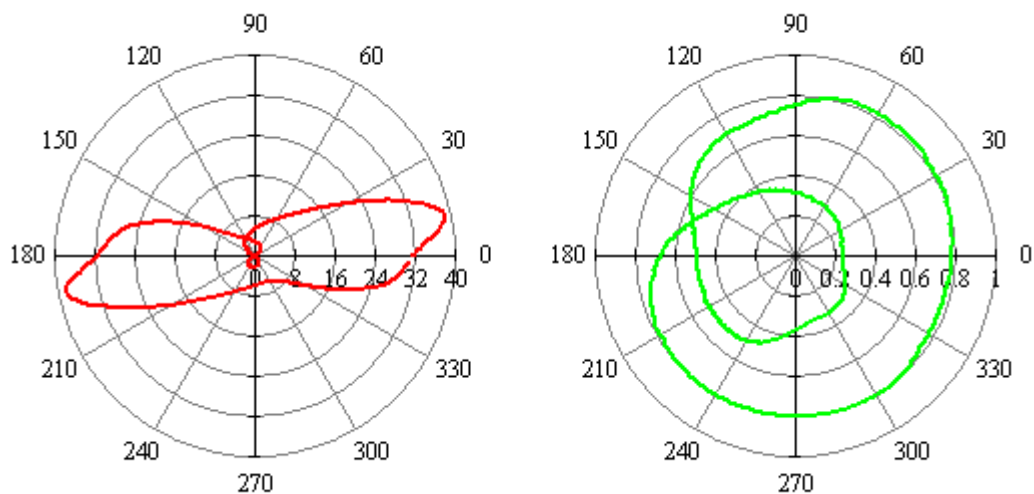
### 4.3 Zatížení a relativní excentricita hlavních hydrodynamických ložisek v polárních diagramech

V této kapitole jsou zobrazeny trajektorie zatížení a trajektorie středu čepu hlavních hydrodynamických ložisek klikového hřídele pomocí polárních diagramů. Graf vlevo s červenou trajektorií zobrazuje zatížení hlavního ložiska. Vzdálenost soustředné kružnice v grafu představuje 8 kN. Polární diagram je v rozmezí od 0 do 40 kN. Graf napravo se zelenou křivkou zobrazuje trajektorii středu čepu hlavního ložiska. Trajektorie středu čepu je vyjádřena pomocí průběhu relativní excentricity  $\epsilon$ . Střed kruhu neboli  $\epsilon=0$  znamená centrickou polohu čepu a  $\epsilon=1$  znamená dotyk kluzných ploch čepu a pánve.

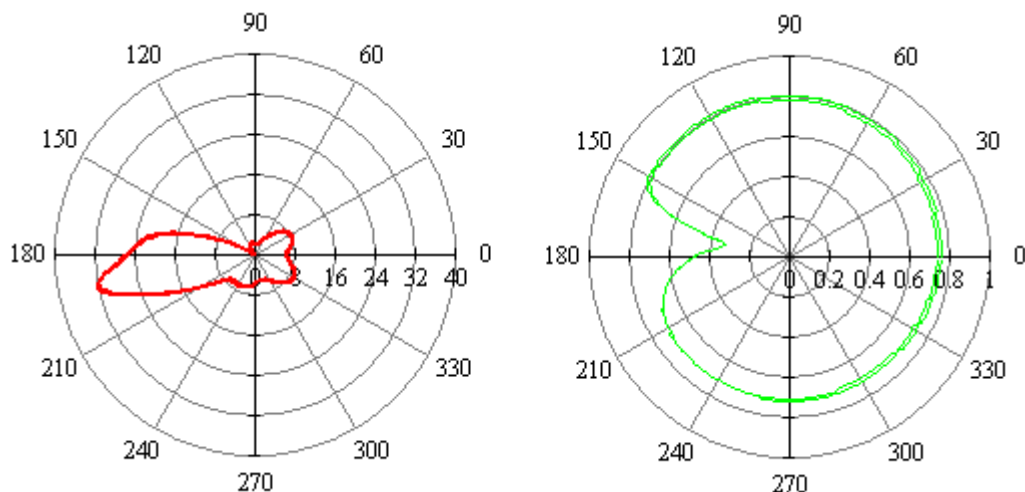
Simulace probíhala při 1480 ot/min. Olej měl viskozitu 15W40. Byla použita torzně pružná kliková hřídel a 3D model hydrodynamického ložiska. Počet kroků v simulaci je 1 krok na jeden stupeň otočení klikového hřídele. Pro ustálení mechanismu je použito 5 cyklů otočení klikového hřídele.



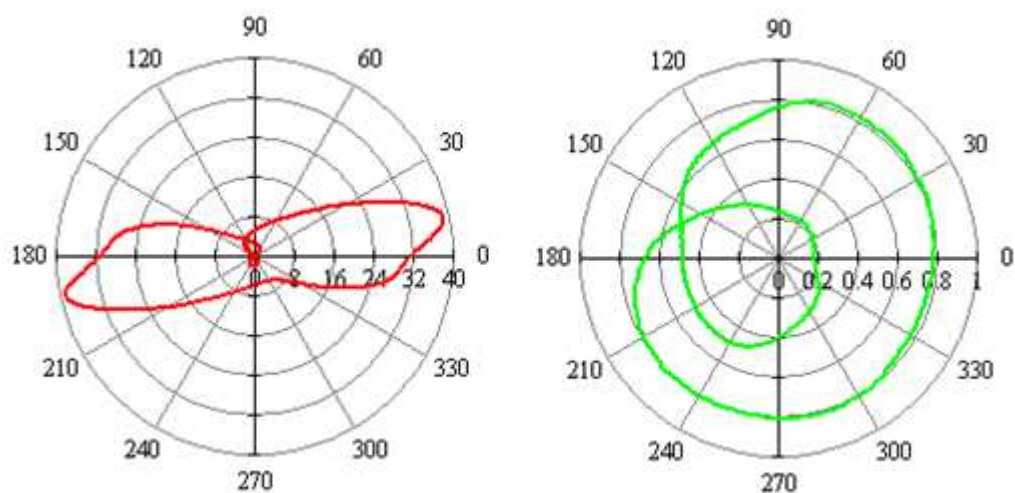
**Obr. 58** Zatížení a trajektorie středu čepu prvního hlavního ložiska otáčky: 1480 min<sup>-1</sup>



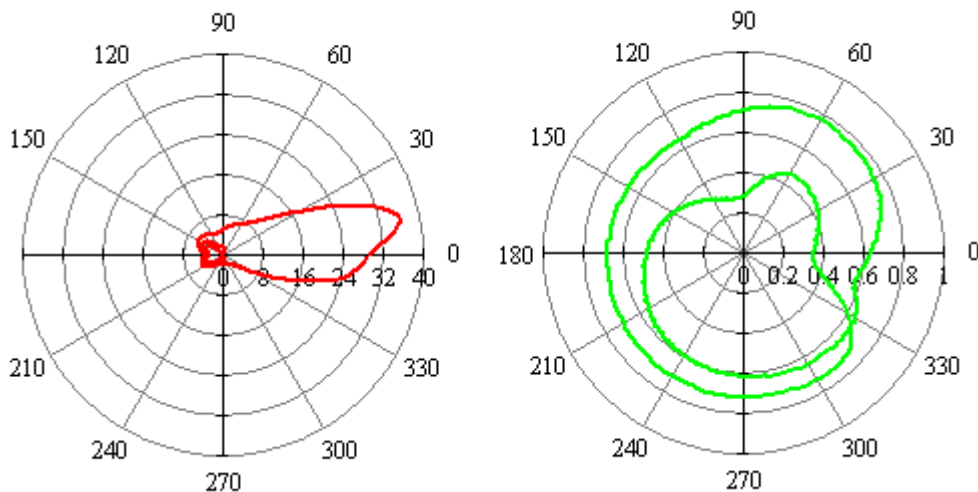
**Obr. 59** Zatížení a trajektorie středu čepu druhého hlavního ložiska otáčky:  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 60** Zatížení a trajektorie středu čepu třetího hlavního ložiska otáčky:  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 61** Zatížení a trajektorie středu čepu čtvrtého hlavního ložiska otáčky:  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 62** Zatížení a trajektorie středu čepu pátého hlavního ložiska otáčky:  $1480 \text{ min}^{-1}$

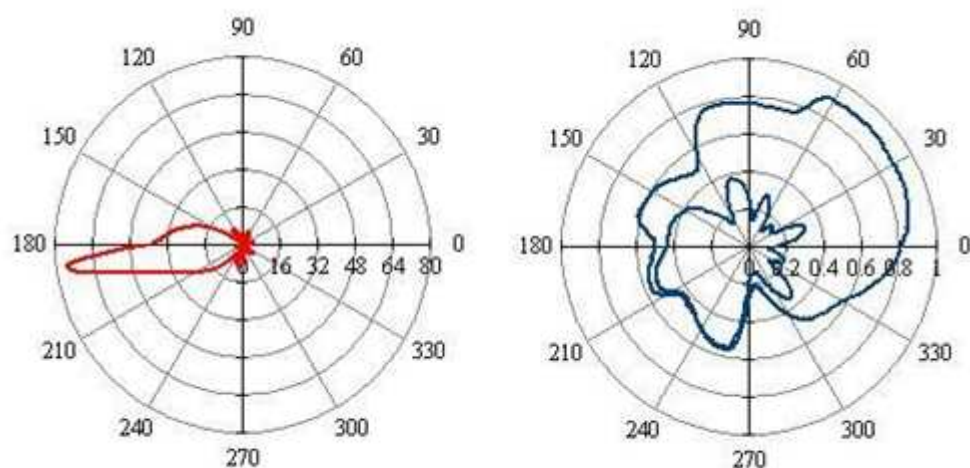
#### **Závěr:**

Porovnáním grafů zjistíme, že maximální hodnoty zatěžující síly je dosaženo u druhého a čtvrtého hlavního ložiska. Vidíme také, že čím větší je zatížení tím více se trajektorie středu čepu blíží ke středu kružnice tedy k takzvané ideální trajektorii.

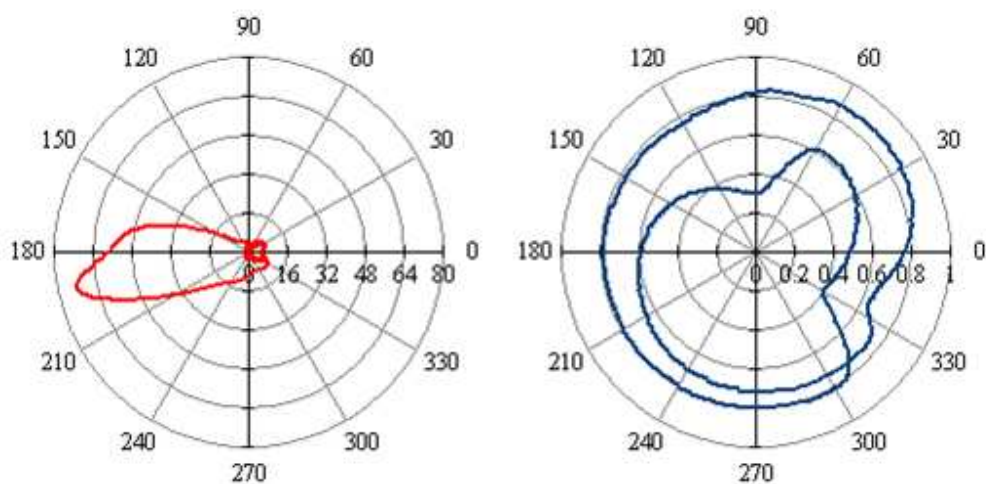
#### **4.4 Zatížení a relativní excentricita ojnicích hydrodynamických ložisek v polárních diagramech**

V této kapitole jsou zobrazeny trajektorie zatížení a trajektorie středu čepu ojnicích hydrodynamických ložisek klikového hřídele pomocí polárních diagramů. Graf vlevo s červenou trajektorií zobrazuje zatížení ojnicího ložiska. Polární diagram je v rozmezí od 0 do 100 kN. Graf napravo s modrou křivkou zobrazuje trajektorii středu čepu hlavního ložiska. Trajektorie středu čepu je vyjádřena pomocí průběhu relativní excentricity  $\epsilon$ . Střed kruhu neboli  $\epsilon=0$  znamená centrickou polohu čepu a  $\epsilon=1$  znamená dotyk kluzných ploch čepu a pánve.

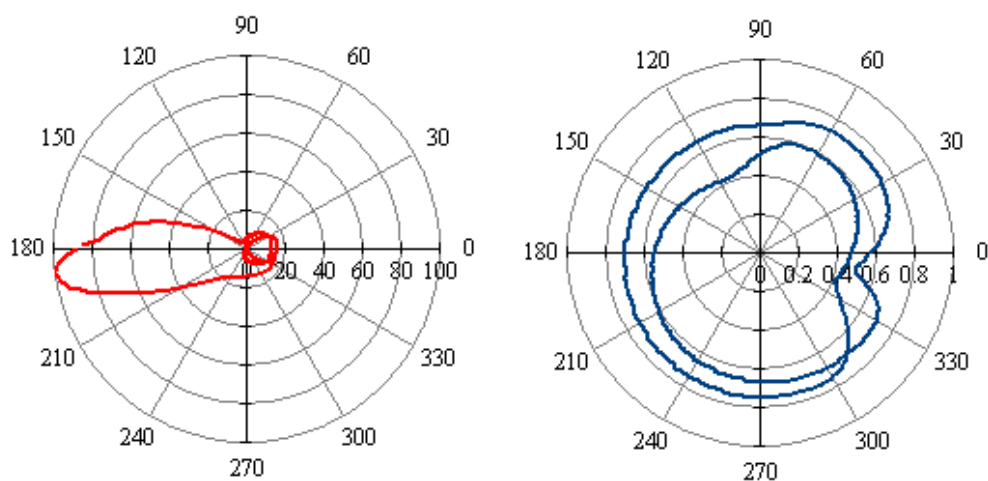
Simulace probíhala při otáčkách od  $800\text{--}2200 \text{ min}^{-1}$ . Viskozitní index oleje byl 15W40. Zkoumáno bylo vždy první ojnicí ložisko. Byla použita torzně pružná kliková hřídel a 2D model hydrodynamického ložiska. Počet kroků v simulaci je 1 krok na jeden stupeň otočení klikového hřídele. Pro ustálení mechanismu je použito 5 cyklů otočení klikového hřídele.



**Obr. 63** Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska otáčky:  $800 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 64** Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska otáčky:  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 65** Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska otáčky:  $2200 \text{ min}^{-1}$

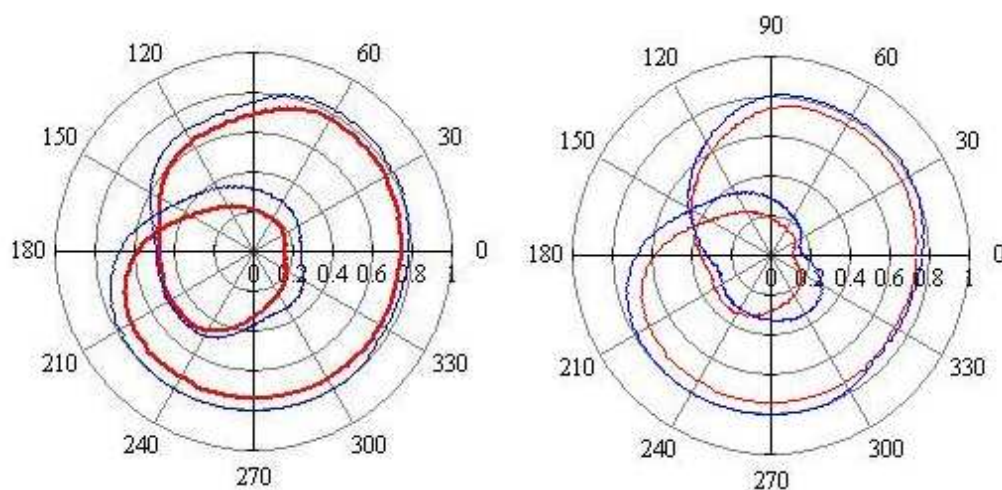
### **Závěr:**

Porovnáním grafů zjistíme, že maximální hodnoty zatěžující síly je dosaženo u maximálních otáček motoru  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Pokud motor není zatížen, dochází při vysokých otáčkách k velkému zatížení ojnicních ložisek k zmenšení tloušťky mazací vrstvy a k poklesu jejich spolehlivosti.

## **4.4 Porovnání vlivu viskozit olejů na relativní excentricitu ložiska**

V této kapitole porovnám dvě viskozitní kategorie olejů (15W40 a 10W60) a jejich vliv na trajektorii středu čepu. Simulace probíhají při otáčkách  $1480 \text{ min}^{-1}$  a  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Porovnány jsou ložiska, která vykazovaly největší a nejmenší zatížení. Byla použita torzně pružná kliková hřídel 3D model hydrodynamického ložiska u hlavních ložisek a 2D model hydrodynamického ložiska u ojnicních ložisek. Počet kroků v simulaci je 1 krok na jeden stupeň otočení klikového hřídele. Pro ustálení mechanismu je použito 5 cyklů otočení klikového hřídele.

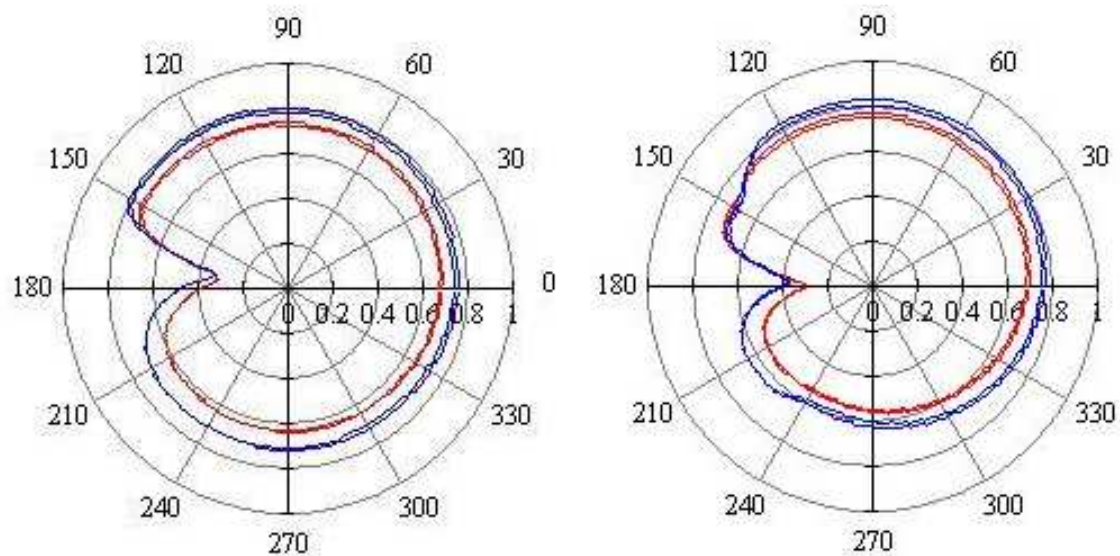
### **4.4.1 Relativní excentricita hlavních hydrodynamických ložisek v polárních diagramech**



**Obr. 66** Trajektorie středu čepu druhého hlavního ložiska otáčky:  $1480$  a  $2200 \text{ min}^{-1}$

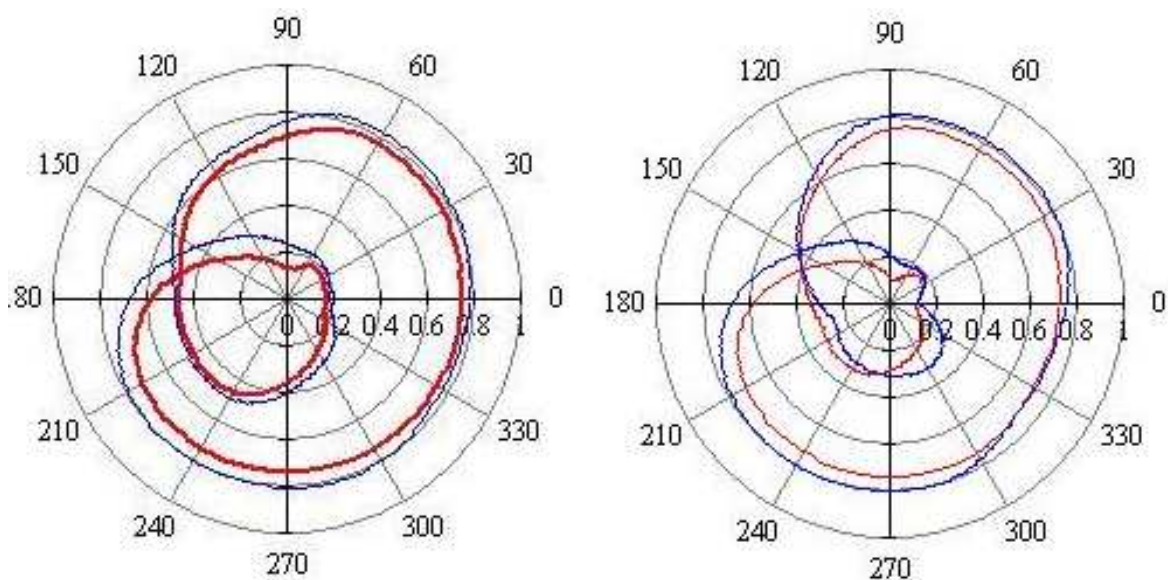
■ 10W60 ■ 15W40





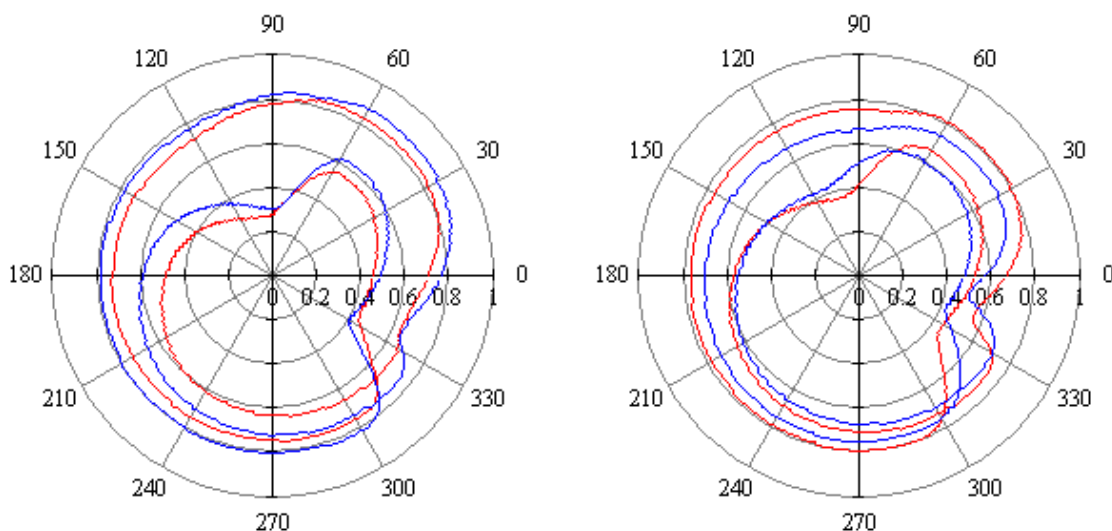
**Obr. 67** Trajektorie středu čepu třetího hlavního ložiska otáčky: 1480 a 2200 min<sup>-1</sup>

■ 10W60 ■ 15W40



**Obr. 68** Trajektorie středu čepu čtvrtého hlavního ložiska otáčky: 1480 a 2200 min<sup>-1</sup>

#### 4.4.2 Relativní excentricita hlavních ojničních ložisek v polárních diagramech



**Obr. 69** Trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska otáčky: 1480 a 2200 min<sup>-1</sup>

■ 10W60 ■ 15W40

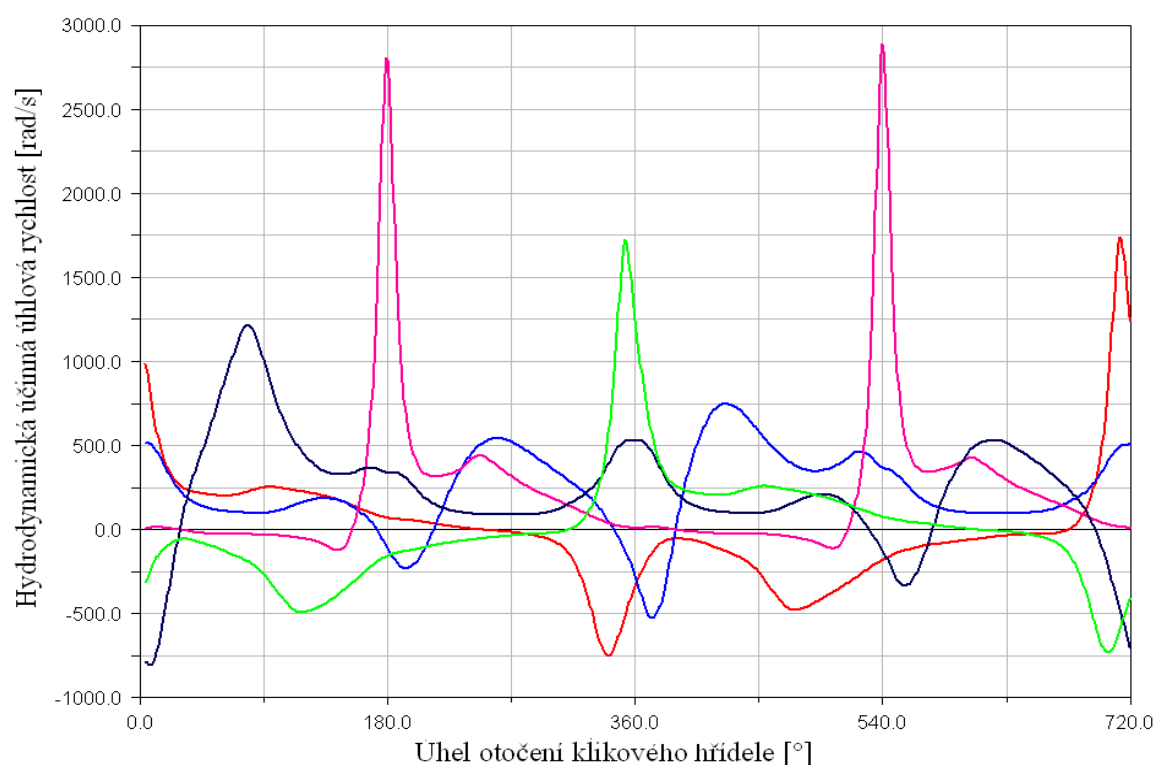
##### **Závěr:**

Z grafů je patrné že trajektorie čepu pro olej 10W60 je příznivější než u oleje 15W40. Při rozhodnutí o typu oleje však bereme v úvahu více hledisek. Je také nutno zvážit při jakých provozních podmínkách bude olej pracovat a jak často budeme požadovat výměnu oleje.

#### 4.5 Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost na hlavních a ojničních ložiskách klikového hřídele

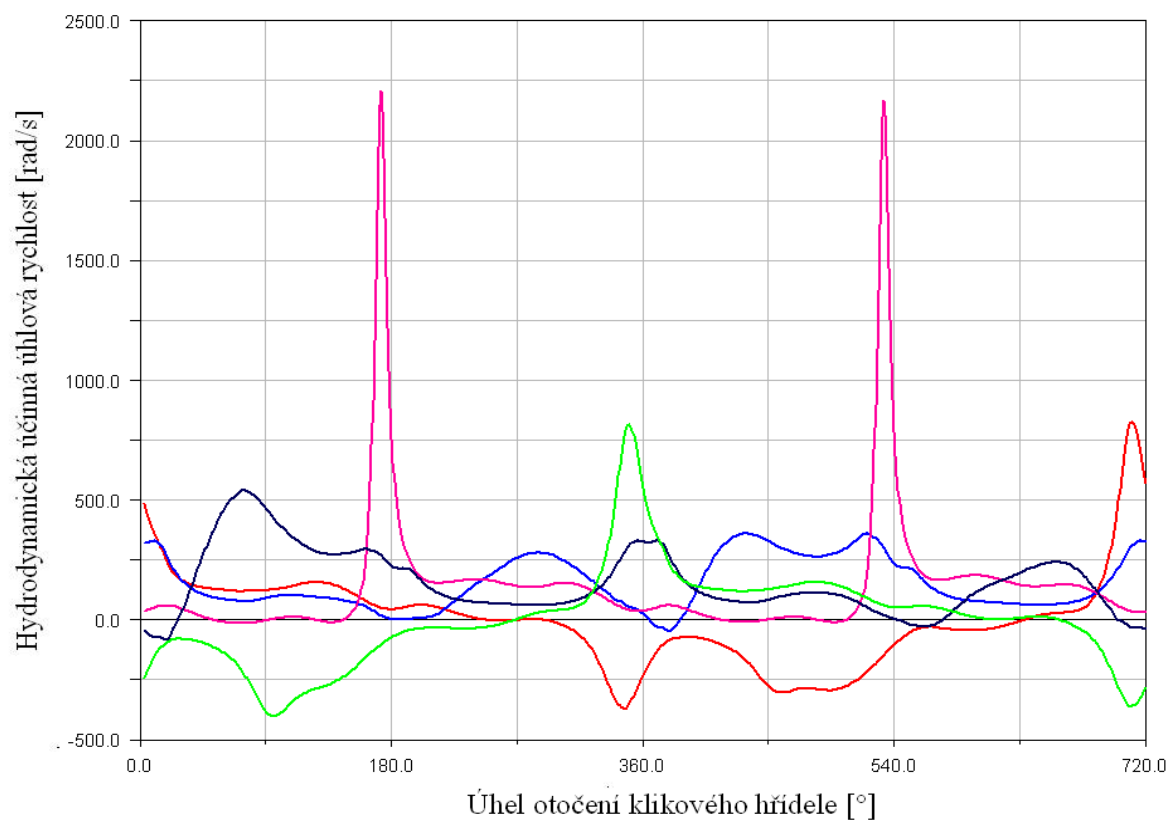
Velikost hydrodynamické účinné rychlosti se neustále mění v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Pokud by její absolutní hodnota byla blízka nule, únosnost olejového filmu v ložisku bude minimální. Čím větší je absolutní hodnota rychlosti tím lepší to má vliv na vlastnosti olejového filmu.

Velikost hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti je počítána pro otáčky 1480 min<sup>-1</sup> 2200 min<sup>-1</sup>. Viskozitní index oleje má hodnotu 15W40 je použita torzně pružná hřídel. Na výpočet hlavních ložisek je použit 3D model hydrodynamických ložisek na výpočet ojničních ložisek je použit 2D model.



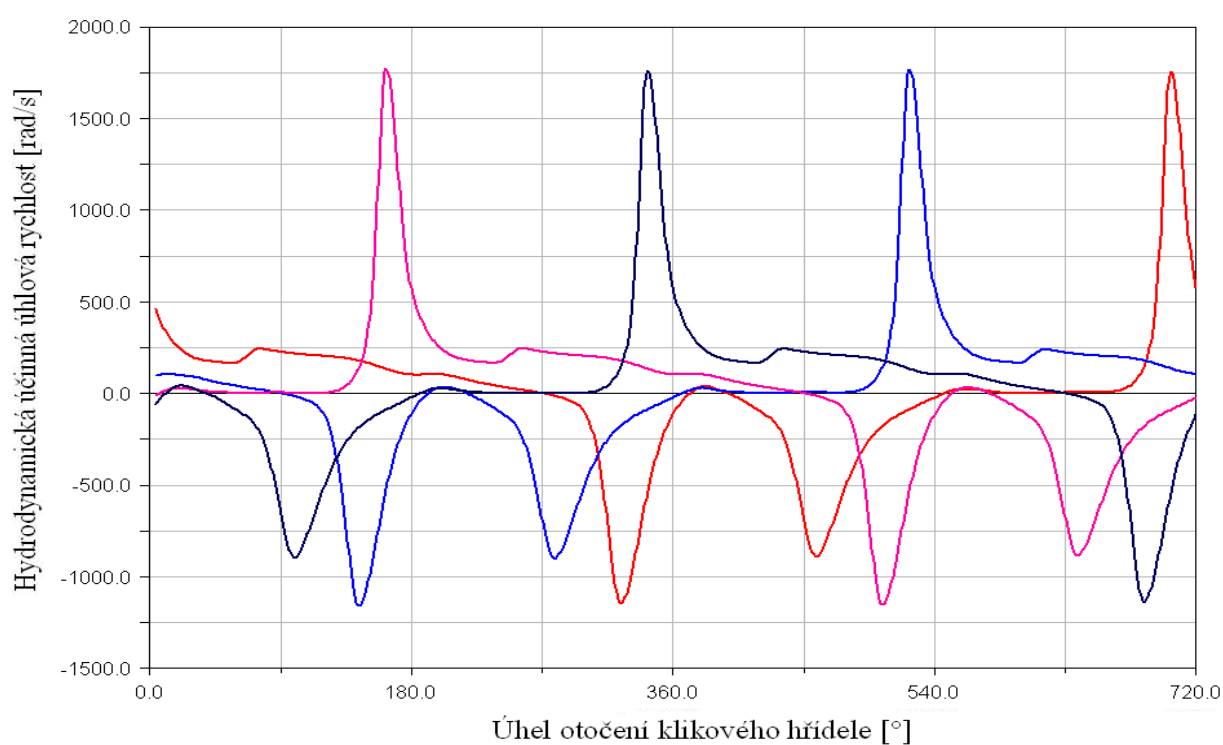
**Obr. 70** Velikost hydrodynamicky účinné rychlosti hlavních ložisek při:  $2200 \text{ min}^{-1}$

— 1 hlavní ložisko — 2 hlavní ložisko — 3 hlavní ložisko — 4 hlavní ložisko — 5 hlavní ložisko



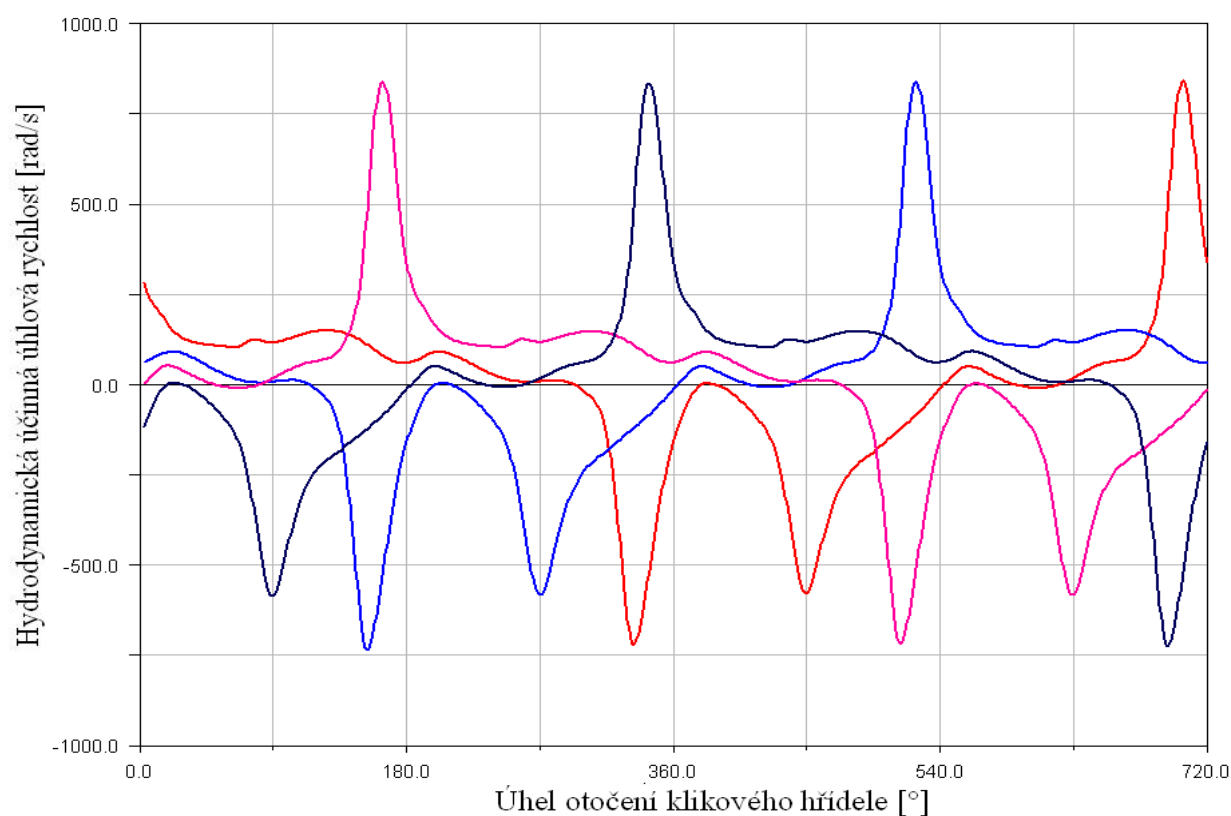
**Obr. 71** Velikost hydrodynamicky účinné rychlosti hlavních ložisek při:  $1480 \text{ min}^{-1}$





**Obr. 72** Velikost hydrodynamicky účinné rychlosti ojnicních ložisek při: 2200 min<sup>-1</sup>

— 1 ojnicní ložisko — 2 ojnicní ložisko — 3 ojnicní ložisko — 4 ojnicní ložisko

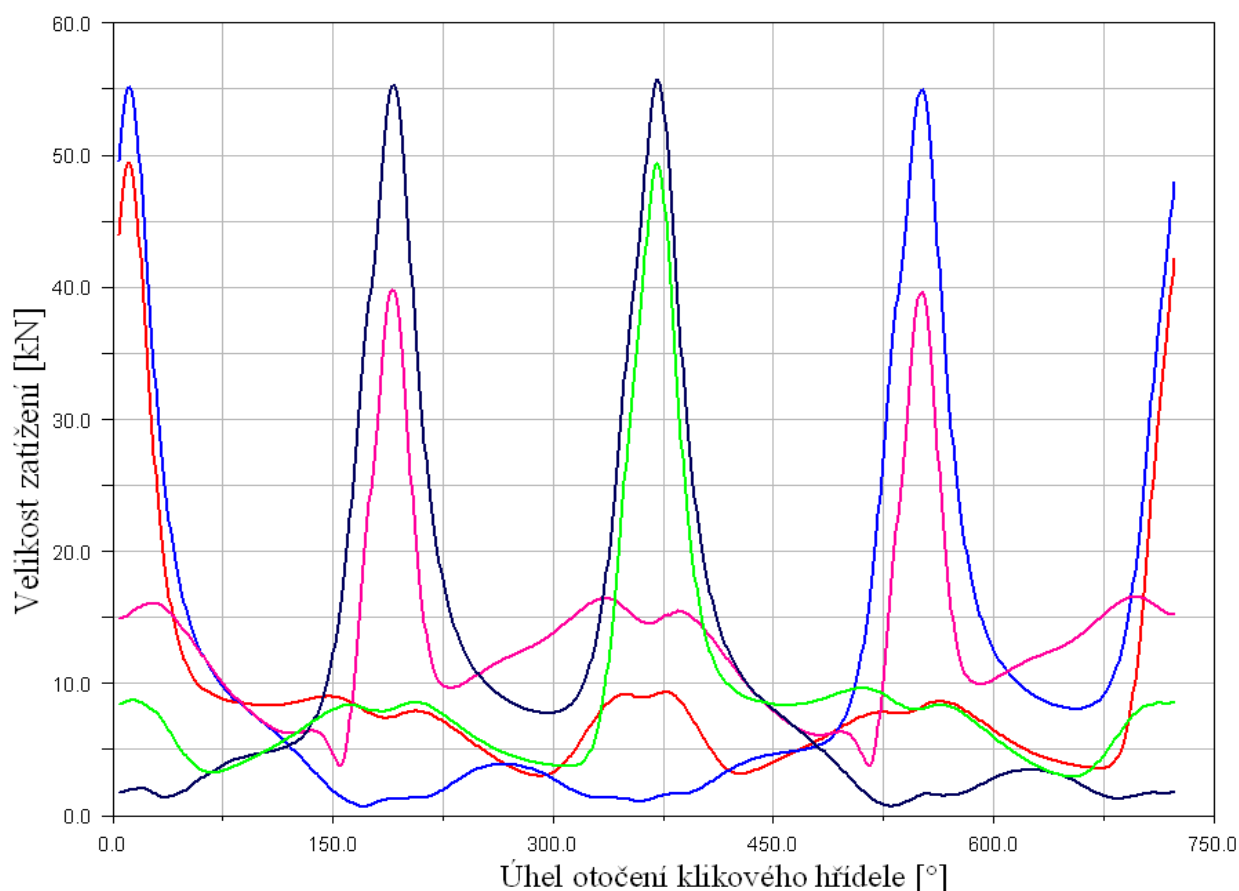


**Obr. 73** Velikost hydrodynamicky účinné rychlosti ojnicních ložisek při: 1480 min<sup>-1</sup>

#### 4.6 Velikost zatížení působící na hlavní a ojnicní ložiska

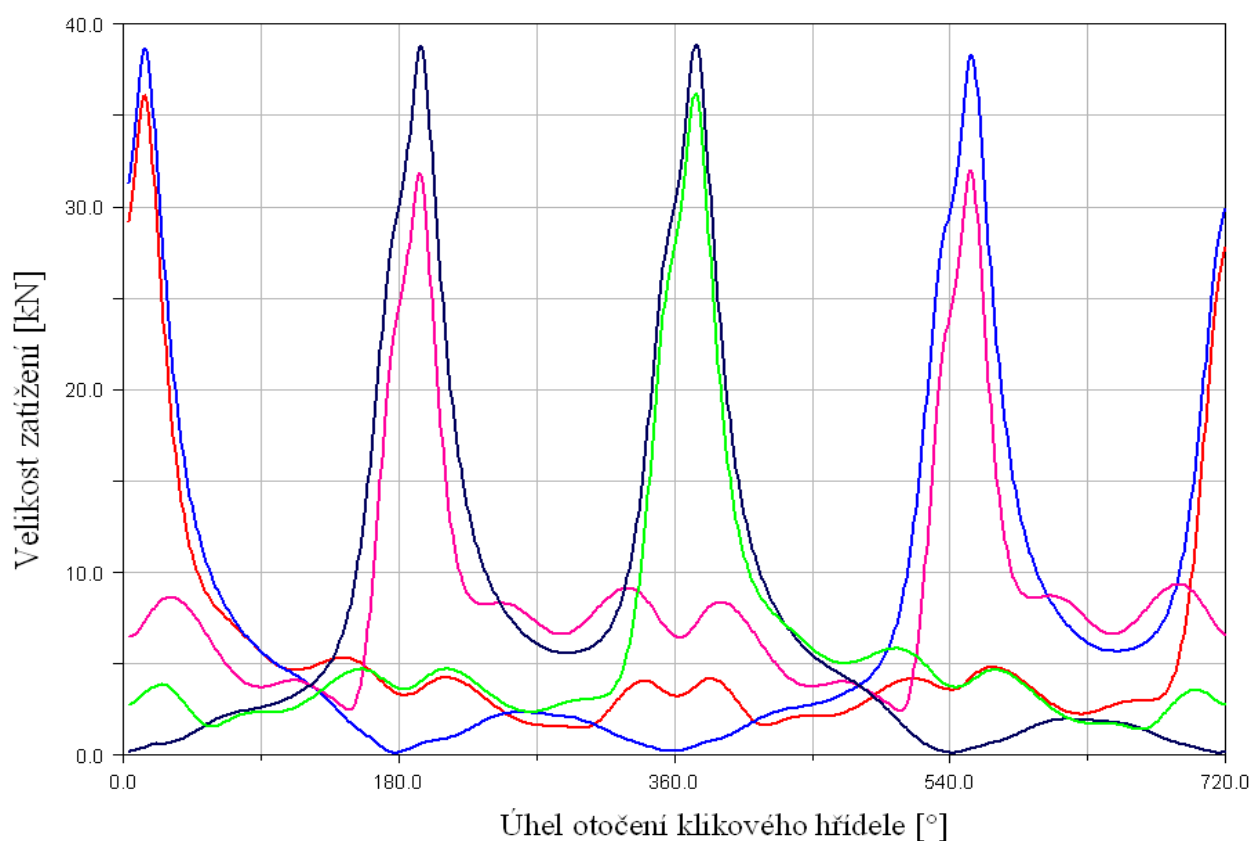
V této simulaci je ukázána a porovnána velikost zatížení, které působí na hlavní a ojnicní ložiska. Zatížení je uvedeno v kN a v grafu je zobrazeno v absolutní hodnotě.

Velikost zatížení je počítána pro otáčky  $1100 \text{ min}^{-1}$ ,  $1480 \text{ min}^{-1}$ ,  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Viskozitní index oleje má hodnotu 15W40 je použita torzně pružná hřídel. Na výpočet hlavních ložisek je použit 3D model hydrodynamických ložisek na výpočet ojnicních ložisek je použit 2D model.



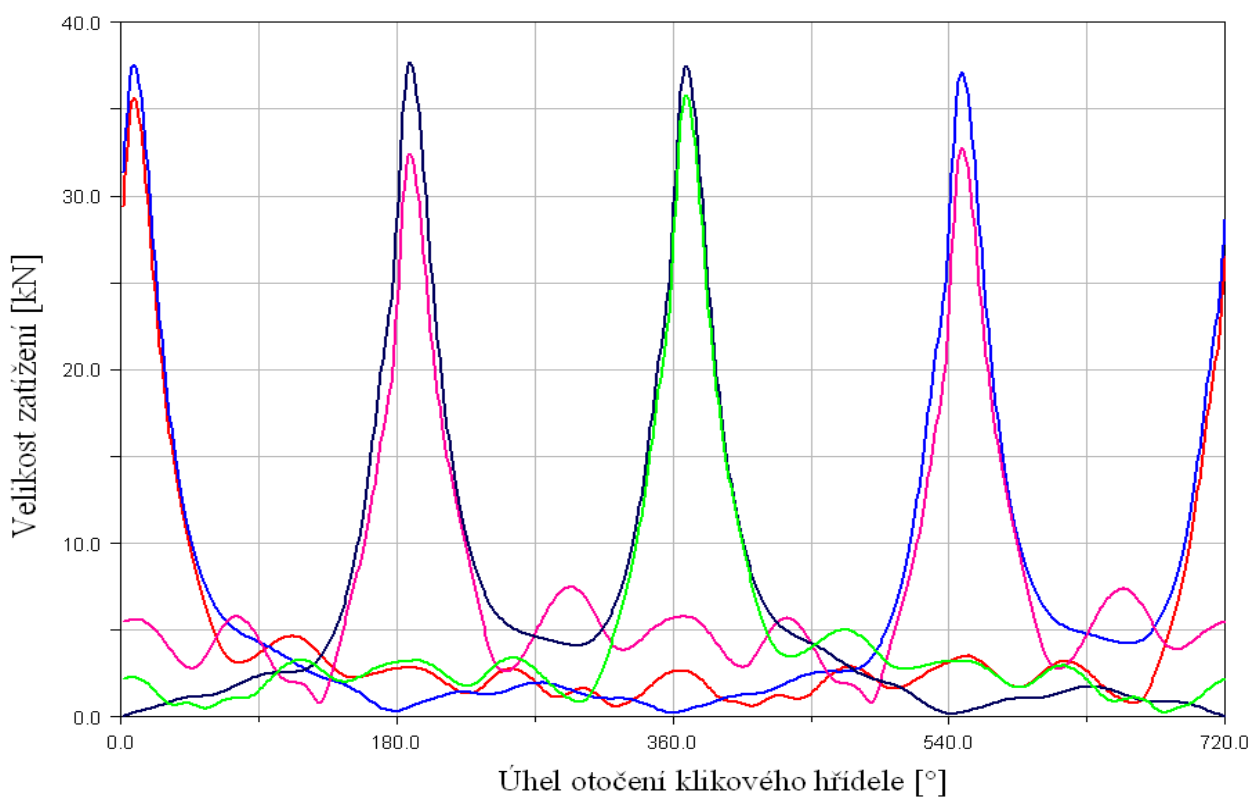
**Obr. 74** Velikost zatížení hlavních ložisek při:  $2200 \text{ min}^{-1}$

— 1 hlavní ložisko — 2 hlavní ložisko — 3 hlavní ložisko — 4 hlavní ložisko — 5 hlavní ložisko

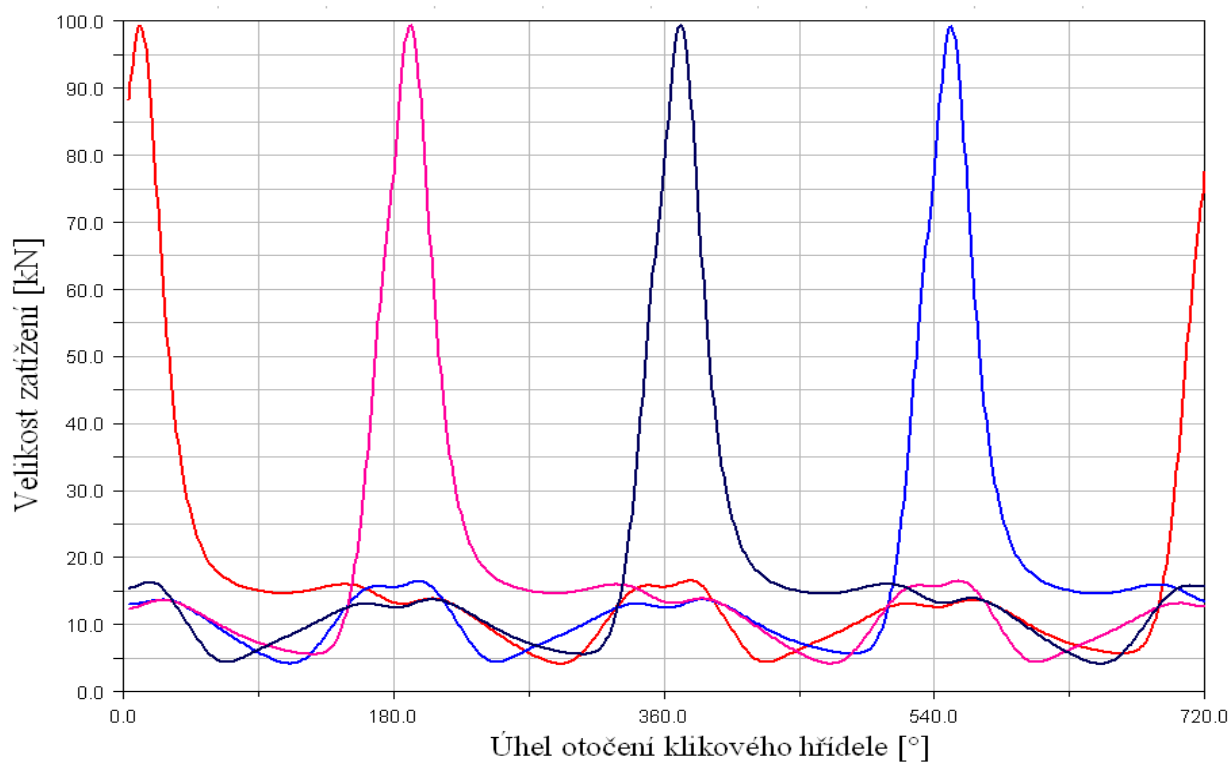


**Obr. 75** Velikost zatížení hlavních ložisek při: 1480 min<sup>-1</sup>

— 1 hlavní ložisko — 2 hlavní ložisko — 3 hlavní ložisko — 4 hlavní ložisko — 5 hlavní ložisko

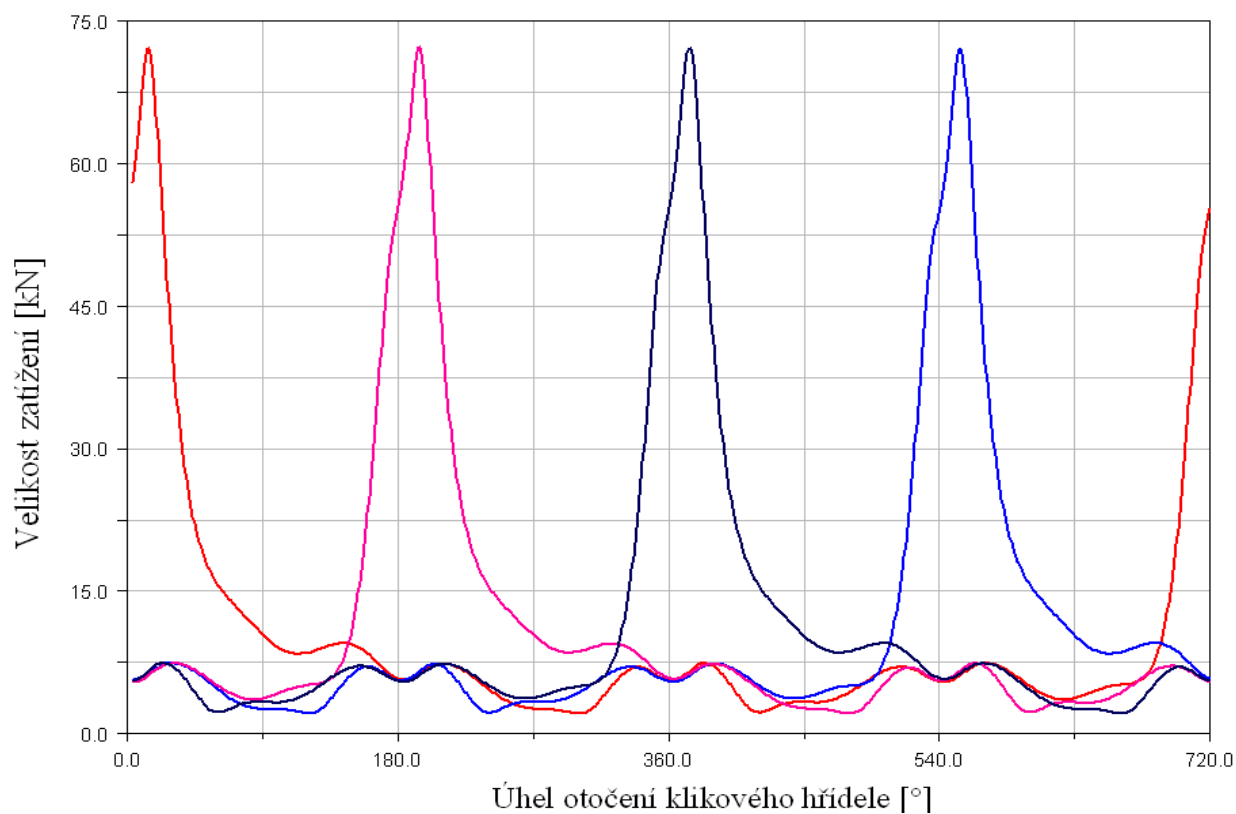


**Obr. 76** Velikost zatížení hlavních ložisek při: 1100 min<sup>-1</sup>

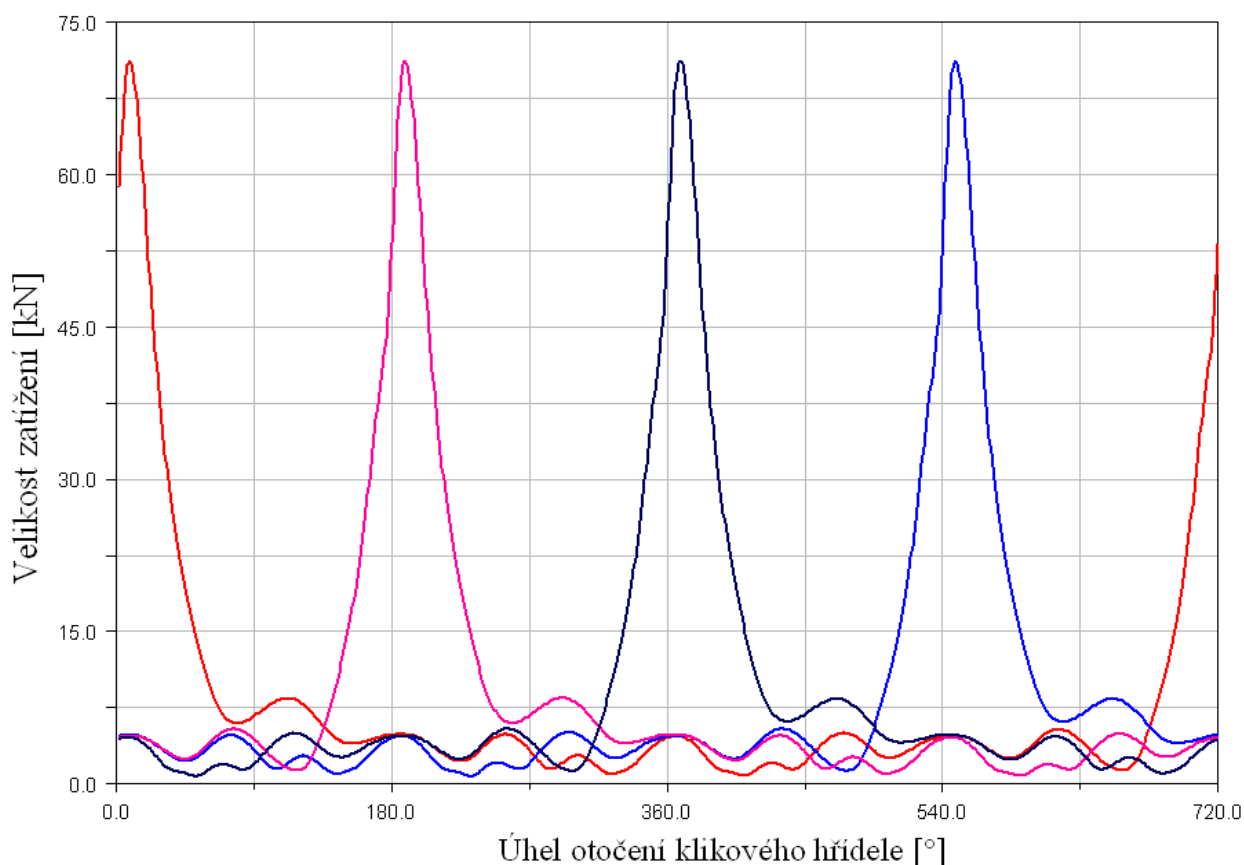


**Obr. 77** Velikost zatížení ojnicních ložisek při:  $2200 \text{ min}^{-1}$

— 1 ojnicní ložisko — 2 ojnicní ložisko — 3 ojnicní ložisko — 4 ojnicní ložisko



**Obr. 78** Velikost zatížení ojnicních ložisek při:  $1480 \text{ min}^{-1}$



**Obr. 78** Velikost zatížení ojnicních ložisek při:  $1100 \text{ min}^{-1}$

— 1 ojnicní ložisko — 2 ojnicní ložisko — 3 ojnicní ložisko — 4 ojnicní ložisko

### Závěr:

Porovnáváme velikost zatížení při různých otáčkách. Můžeme vidět, že největší zatížení nastává u 2 a 4 hlavního ložiska při maximálních otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  na ojnicních ložiskách je také největší zatížení při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$ . Čím větší zatížení tím větší síly působí na ložiska a dochází k jejich opotřebení a někdy i k poruše funkčnosti, proto by měla být správně dimenzována na maximální otáčky motoru.

## Závěr

V první části této diplomové práce se zabývám problematikou hydrodynamických ložisek. Udělal jsem přehled materiálů, které se používají na výrobu kluzných ložisek možnosti konstrukčního řešení a základní typy opotřebení, které nastává u ložisek. Pro pochopení fyzikálních procesů, které probíhají v kluzném uložení je nastíněn přibližný postup výpočtu a teorie hydrodynamického mazání. Zatížení od motoru a pohyb klikového hřídele vytvářejí síly působící na ložiska jejich směr a velikost se neustále mění, abychom byli schopni úspěšně a kvalitně vypočítat velikost a působíště těchto sil musíme k řešení použít moderní výpočetní techniku a software. Tímto řešením se zabývá druhá část mé diplomové práce. Hlavní cíl této práce bylo pozorovat chování hydrodynamických ložisek vznětového traktorového motoru při různých otáčkách a zatížení. Úkolem bylo co nejpřesnější vyhodnocení pohybů a působení sil na čep v kluzném uložení ložiska. Zkoumala se ložiska ojnicí a ložiska hlavní. Byly použity různé matematické modely pro výpočet ložisek hlavních a ložisek ojnicích. K tomu aby bylo možné kvalitně a věrohodně nasimulovat a zobrazit výsledky byl použit multibody software ADAMS-Engine. Ten byl speciálně navržen pro simulace tohoto typu a je odzkoušen v automobilovém průmyslu. V tomto programu jsem sestavil virtuální klikový mechanismus podle zadaných hodnot. Jednotlivé vazby v mechanismu byly modelovány kluznými ložisky. Simulace byly prováděny při různých otáčkách, pro rozdílné typy olejů a pro různé druhy klikových hřídelí. Výsledky těchto simulací jsou přehledně zobrazeny v jednotlivých kapitolách ve formě grafů. Ke každému typu simulací je vždy provedeno zhodnocení na konci kapitoly.

Velká část v této diplomové práci byla věnována sestavení virtuálního klikového mechanismu v multibody softwaru ADAMS-Engine. Nejdříve bylo nutné se seznámit s programem a naučit se jeho základní ovládací prvky. Poté jsem sestavil postupně virtuální klikový mechanismus podle zadaných hodnot, které byly převzaty z již existujícího motoru. Velký důraz byl kladen, aby vše odpovídalo co nejvíc skutečným parametrům motoru. Zatížení motoru bylo definováno silou od tlaků plynů. Na každý píst působí v daném okamžiku určitá velikost tlaku. Jeho průběh byl odvozen z již existujícího vznětového čtyřválcového motoru. Pro uložení klikového hřídele byly použity třírozměrné modely pro hlavní ložiska a dvourozměrné modely pro vedlejší ložiska.

Závěrem bych chtěl říci, že rozvoj výpočetní techniky jde ruku v ruce s vývojem a možnostmi virtuálních simulací. Díky těmto přesným simulacím jsme, schopni sledovat jaké děje nastávají v motoru při různých provozních podmínkách. To nám v budoucnu umožní přesné konstrukční uspořádání motoru a zlepšení jeho provozních parametrů a výkonu.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] PÍŠTĚK Václav, ŠTĚTINA Josef. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno: VUT, 1991. 130s ISBN 80-214-0368-3.
- [2] SKRBK, Břetislav. *Materiály pro konstrukční aplikace*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2009. 91 s. ISBN 80-7083-663-6.
- [3] DUNDÁLEK, Radim . Behaviour of hydrodynamic bearings under various working conditions. In *Sborník abstraktů*. Praha :Česká zemědělská univerzita v Praze. Fakulta technická 2006 s 17-25 dostupný z WWW:  
[http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006\\_004\\_01.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_004_01.pdf) . ISBN 80-213-1510-5
- [4] ČUMPELÍK Jiří. Spalovací motory 5. :mazání motoru. Autoexpert. 2005, roč. 10 č. 11, s.29-30.
- [5] *Referaty-seminárky* [online]. 2006 [cit. 2010-01-27]. Kluzná ložiska. Dostupné z WWW: <http://referaty-seminarky.cz/valiva-a-kluzna-loziska/>
- [6] *Strojirenství studentské* [online]. 2000 [cit. 2010-01-27]. Kluzná ložiska. Dostupné z WWW: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2008/10/kluzn-loiska.html>
- [7] *Ksms* [online]. 2006 [cit. 2010-01-27]. Typy ložisek. Dostupné z WWW: [http://www.ksms.cz/index.php?kat=katalog\\_detail&id=4](http://www.ksms.cz/index.php?kat=katalog_detail&id=4)
- [8] *Techlab* [online]. 2004 [cit. 2010-01-27]. Typy kluzných ložisek. Dostupné z WWW: <http://www.techlab.cz/cs/loziska.html>
- [9] *Oleje* [online]. 2005 [cit. 2010-04-12]. Oleje. Dostupné z WWW: <[http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=mot\\_visko#zacatek](http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=mot_visko#zacatek)>.
- [10] *CS-Marketing* [online]. 2005 [cit. 2010-04-12]. Viskozita olejů. Dostupné z WWW: <[http://www.csmarketing.cz/znalost\\_viskozita.asp](http://www.csmarketing.cz/znalost_viskozita.asp)>.
- [11] *MM Spektrum* [online]. 2002 [cit. 2010-01-27]. Kluzná ložiska v extrémních podmínkách. Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/mazana-kluzna-loziska-v-extremnich-pracovnich-podminkach>
- [12] *Mmspektrum* [online]. 2003 [cit. 2010-01-27]. Ložiska z bezolovnatých materiálů. Dostupné z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/kluzna-loziska-z-bezolovnatych-materialu>>.

- [13] *Mmspektrum* [online]. 2001 [cit. 2010-01-28]. KLuzná ložiska ze spékanych kovů. Dostupné z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/kluzna-loziska-ze-spekanych-kovu>>.
- [14] *Ggbearings* [online]. 2002 [cit. 2010-01-27]. Ggbearings-product. Dostupné z WWW: <<http://www.ggbearings.com/products.php>>.
- [15] *KSR-45* [online]. 2003 [cit. 2010-05-08]. Kspg-ag. Dostupné z WWW: <[http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg\\_produktdroschueren/2007/g\\_r45\\_e.pdf](http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktdroschueren/2007/g_r45_e.pdf)>.
- [16] *KSX-20T* [online]. 2002 [cit. 2010-01-28]. Kspg-ag. Dostupné z WWW: <[http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg\\_produktdroschueren/2007/g\\_x20t\\_e.pdf](http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktdroschueren/2007/g_x20t_e.pdf)>.
- [17] *Msc-software/Mscadams* [online]. 2005 [cit. 2010-04-12]. Adams-Engine Help. Dostupné z WWW:<[file:///D:/MSC.Software/MSC.ADAMS/2005r2/help/mergedProjects/template\\_based/template\\_based.htm#engine/home/eng\\_home.html](file:///D:/MSC.Software/MSC.ADAMS/2005r2/help/mergedProjects/template_based/template_based.htm#engine/home/eng_home.html)>



## Seznam použitých symbolů a zkratek

<u>Symbol</u>	<u>Jednotka</u>	<u>Význam</u>
$b$	[m]	Šířka ložiska
$b^*$	[-]	Relativní šířka ložiska $b^*=b/d$
$d$	[m]	Jmenovitý průměr čepu a pouzdra po montáži
$e$	[m]	Výstřednost čepu ložiska
$h$	[m]	Tloušťka mazací vrstvy
$h_0$	[m]	Tloušťka mazací vrstvy v místě $x=x_0$
$h_1$	[m]	Tloušťka mazací vrstvy v místě $x=0$
$h_2$	[m]	Tloušťka mazací kapaliny v místě $x=s$
$p$	[Pa]	Hydrodynamický tlak
$p_0$	[Pa]	Hydrodynamický tlak v místě $x=x_0$
$p_{Dmax}$	[Pa]	Maximální tlak od tangenciálního pohybu čepu
$p_{max}$	[Pa]	Výsledný maximální tlak
$p_{Vmax}$	[Pa]	Maximální tlak od radiálního pohybu čepu
$s$	[m]	Vzdálenost mezi nejvyšší a nejnižší tloušťkou mazací vrstvy
$t$	[s]	Čas
$u$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost kapaliny ve směru $x$
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost kapaliny ve směru $y$
$w$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost kapaliny ve směru $z$
$F$	[N]	Zátěžná síla
$F_D$	[N]	Vztlaková síla od průběhu tlaku $p_d$
$F_T$	[N]	Velikost třecí síly
$F_V$	[N]	Vztlaková síla od průběhu tlaku $p_v$
$L$	[m]	Délka nosné vrstvy
$Q$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok kapaliny
$R$	[m]	Poloměr zakřivení
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$S_{oD}$	[-]	Sommerfeldovo číslo pro otáčivý pohyb čepu v ložisku
$S_{oV}$	[-]	Sommerfeldovo číslo pro radiální pohyb čepu v ložisku
$\alpha$	[°]	Úhel sklonu rovin
$\beta$	[°]	Úhel svírající vztlaková síla otáčení a vztlaková síla pohybu
$\delta$	[°/s]	Rychlost změny úhlu mezi osou $y$ a místem s nejmenší mazací mezerou
$\delta$	[°]	Úhel mezi osou $y$ a místem s nejmenší mazací mezerou
$\varepsilon$	[-]	Relativní výstřednost čepu
$\varepsilon^*$	[s <sup>-1</sup> ]	rychlost změny relativní výstřednosti při dynamickém zatížení
$\eta$	[Pa.s]	Dynamická viskozita
$\lambda$	[m]	Řádová velikost tloušťky mazací vrstvy

$\rho$	$[\text{rad.s}^{-1}]$	Hustota kapaliny
$\omega^*$	$[\text{rad.s}^{-1}]$	Hydrodynamická účinná úhlová rychlost
$\omega_H$	$[\text{rad.s}^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídelového čepu
$\omega_P$	$[\text{rad.s}^{-1}]$	Úhlová rychlost pouzdra pánve
$\psi$	$[-]$	Relativní ložisková vůle